

Christian Gritsch

Konzeption und Realisierung einer servohydraulischen  
Schwingprüfanlage für Drehwinkelsensoren

eingereicht als

**DIPLOMARBEIT**

an der

**HOCHSCHULE MITTWEIDA**

---

**UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES**

Maschinenbau und Konstruktion

Heimschuh, 2009

Erstprüfer: Prof. Dr. Ing. Hans-Gerhard Kretschmar  
Zweitprüfer: DI Thomas Stainer

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

## **Bibliographische Beschreibung**

Gritsch, Christian:

Konzeption und Realisierung einer servohydraulischen Schwingprüfanlage für Drehwinkelsensoren. – 2009. – 146 Seiten. Heimschuh, Hochschule Mittweida – University of Applied Sciences, Fachbereich Maschinenbau und Konstruktion, Diplomarbeit, 2009

## **Kurzreferat**

Für eine Prüfeinrichtung mit deren Hilfe die Ausgangssignale von Drehwinkelsensoren, wie sie im Bereich des Fahrzeugbaus eingesetzt werden, getestet werden sollen, sind Bezug nehmend auf das Anforderungsprofil des Kunden Ausführungsvarianten zu ermitteln und eine geeignete Variante auszuwählen. Zweck der Prüfeinrichtung ist die Simulation von möglichen Betriebszuständen der Sensoren - in erster Linie werden hiermit Schwingungen wie sie im Fahrzeugbau auftreten angesprochen - und nicht die eigentliche Untersuchung der ausgegebenen Sensorsignale. Weiters ist das Ziel der Arbeit für die Realisierung der ausgewählten Variante die einzusetzenden Komponenten zu ermitteln. Anhand der Darstellung von theoretischen Grundlagen soll eine Auswahl der Komponenten erfolgen, gegebenenfalls sollen erforderliche Berechnung durchgeführt werden. Im Zuge der Arbeit soll zudem auf die Mess- und Regelung, die Konstruktion sowie die tatsächliche Montage und Inbetriebnahme der Anlage eingegangen werden.

# Inhaltsverzeichnis

<b>ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....</b>	<b>V</b>
<b>TABELLENVERZEICHNIS .....</b>	<b>VIII</b>
<b>FORMELVERZEICHNIS .....</b>	<b>IX</b>
<b>1    AUSGANGSSITUATION UND AUFGABENSTELLUNG .....</b>	<b>1</b>
1.1 <b>Prinzipielle Aufgabenstellung.....</b>	<b>1</b>
1.2 <b>Sensortypen und Messprinzipien.....</b>	<b>1</b>
1.3 <b>Betriebsarten / Prüfstandsspezifikation .....</b>	<b>4</b>
1.3.1    Statische Messungen .....	5
1.3.1.1    Statische Messung mit rotierendem Geberrad.....	5
1.3.1.2    Statische Messung mit schwingendem Geberrad.....	5
1.3.2    Sinusförmiges Sensorschwingen.....	6
1.3.3    Kreisbahnbewegung des Sensors.....	7
1.3.4    Spezifikationsliste .....	7
<b>2    ANFORDERUNGEN UND AUSFÜHRUNGSVARIANTEN.....</b>	<b>9</b>
2.1 <b>Anforderungen an die Prüfeinrichtung.....</b>	<b>9</b>
2.2 <b>Berechnung der effektiv benötigten Schwingfrequenz.....</b>	<b>12</b>
2.3 <b>Auflistung Aktuatoren .....</b>	<b>15</b>
2.3.1    Elektrischer Antrieb - in Linearbewegung umgesetzte Drehbewegung .....	15
2.3.1.1    Ausführungsmerkmale .....	15
2.3.1.2    Ausschlussgründe in Linearbewegung umgesetzte Drehbewegung .....	16
2.3.2    Elektrischer Antrieb - direkte Linearbewegung.....	16
2.3.2.1    Ausführungsmerkmale .....	17
2.3.2.2    Ausschlussgründe Linearmotor .....	17
2.3.3    Elektromagnetische Shaker.....	17
2.3.3.1    Ausführungsmerkmale .....	17
2.3.3.2    Ausschlussgründe elektromagnetische Shaker .....	18
2.3.4    Pneumatische Systeme .....	18
2.3.4.1    Ausführungsmerkmale .....	18
2.3.4.2    Ausschlussgründe pneumatische Systeme .....	19
2.3.5    Hydraulische Systeme .....	19
2.3.5.1    Ausführungsmerkmale .....	19
2.4 <b>Entscheidungsfindung.....</b>	<b>20</b>
2.5 <b>Prinzipieller Aufbau der Prüfeinrichtung.....</b>	<b>20</b>
<b>3    HYDRAULIK - ALLGEMEINER TEIL.....</b>	<b>21</b>
3.1 <b>Grundlagen Hydraulik .....</b>	<b>21</b>
3.1.1    Unterteilung hydraulischer Systeme .....	21
3.1.2    Stetigventile .....	23
3.1.2.1    Schaltmagnet .....	24
3.1.2.2    Proportionalmagnet.....	25
3.1.2.3    Tauchspule .....	25
3.1.2.4    Linearmotor.....	25
3.1.2.5    Torquemotor .....	25
3.1.2.6    Piezoelektrische Wandler .....	26
3.1.2.7    Hydraulische Vorsteuerstufe.....	27
3.1.2.8    Hydraulische Hauptstufe .....	28

3.1.3	Kenngrößen von Stetigventilen .....	29
3.1.3.1	Volumenstrom .....	29
3.1.3.2	Überdeckung .....	30
3.1.3.3	Hysterese .....	32
3.1.3.4	Verhalten im Zeitbereich .....	32
3.1.3.5	Verhalten im Frequenzbereich .....	33
3.1.4	Proportionalhydraulik .....	34
3.1.5	Regelhydraulik .....	35
3.1.6	Servohydraulik .....	37
3.1.6.1	Entstehungsgeschichte .....	37
3.1.6.2	Begriffsbestimmung Servoventiltechnik .....	37
3.1.6.3	Aufbau und Funktionsweise von Servoventilen .....	38
<b>3.2</b>	<b>Hydraulikflüssigkeiten .....</b>	<b>40</b>
3.2.1	Aufgabe der Hydraulikflüssigkeit .....	40
3.2.2	Anforderungen an Hydraulikflüssigkeiten .....	41
3.2.3	Viskosität von Hydraulikflüssigkeiten .....	41
3.2.3.1	Definition dynamische Viskosität .....	41
3.2.3.2	Definition kinematische Viskosität .....	42
3.2.3.3	Viskositäts- Temperatur- u. Viskositäts- Druckverhalten .....	43
3.2.3.4	Viskositätsklassen .....	44
3.2.4	Kompressibilitätsmodul und Dichte .....	44
3.2.5	Spezifikation von Hydraulikflüssigkeiten .....	46
3.2.5.1	Begriffsbestimmungen .....	47
<b>3.3</b>	<b>Verunreinigungen von Hydraulikflüssigkeiten .....</b>	<b>47</b>
3.3.1	Definition Verschmutzung .....	47
3.3.2	Gasförmige Verunreinigungen .....	48
3.3.2.1	Gas-in-Öl Lösung .....	49
3.3.2.2	Gas-in-Öl Dispersion .....	49
3.3.2.3	Oberflächenschaum .....	51
3.3.2.4	Vermeidung von gasförmigen Verunreinigungen und deren Folgen .....	51
3.3.3	Verunreinigungen durch Flüssigkeiten .....	54
3.3.3.1	Arten und Ursprung flüssiger Verunreinigungen .....	54
3.3.3.2	Maßnahmen zur Verhinderung / Beseitigung von flüssigen Verunreinigungen .....	55
3.3.4	Säuregehalt und Neutralisationszahl .....	56
3.3.5	Feststoffverunreinigungen von Hydraulikflüssigkeiten .....	57
3.3.5.1	Arten und Ursachen fester Verunreinigungen .....	57
3.3.5.2	Auswirkungen von Feststoffverunreinigungen .....	58
3.3.5.3	Verhinderung von Feststoffverschmutzung .....	61
3.3.6	Reinheitsklassen von Hydraulikflüssigkeiten .....	62
3.3.6.1	NAS 1638 .....	62
3.3.6.2	DIN ISO 11218 .....	63
3.3.6.3	DIN ISO 4406 .....	64
<b>3.4</b>	<b>Filtration von Hydraulikflüssigkeiten .....</b>	<b>65</b>
3.4.1	Grund Filtration von Hydraulikflüssigkeiten .....	65
3.4.2	Filtrierbarkeit von Hydraulikflüssigkeiten .....	66
3.4.3	Erreichen der geforderten Reinheit vor dem Betrieb der Hydraulikanlage .....	67
3.4.3.1	Manuelles Reinigen der Anlage .....	68
3.4.3.2	Befüllen der Anlage über Filtrationsaggregat .....	68
3.4.3.3	Spülen des Systems .....	69
3.4.4	Arten von Filtern - Einsatzorte im Hydrauliksystem .....	70
3.4.4.1	Saugfilter .....	71
3.4.4.2	Niederdruckfilter .....	72
3.4.4.3	Hochdruckfilter .....	72



3.4.4.4	Rücklauffilter .....	72
3.4.4.5	Nebenstromfilter .....	73
3.4.4.6	Befüllfilter .....	73
3.4.4.7	Belüftungsfilter .....	73
3.4.5	Aufbau von Filtern .....	73
3.4.5.1	Filtermaterialien .....	74
3.4.5.2	Filterbypass .....	75
3.4.5.3	Verschmutzungsanzeige .....	75
3.4.6	Kenngößen von Filtern .....	76
3.4.6.1	$\beta_x$ -Wert und Abscheidegrad .....	76
3.4.6.2	Filterfeinheit .....	78
3.4.6.3	Schmutzaufnahmekapazität und Filterstandzeit .....	78
3.4.7	Überblick Filtrationskonzepte .....	79
3.4.7.1	Arbeitsfilter .....	79
3.4.7.2	Schutzfilter .....	79
3.4.7.3	Belüftungsfilter .....	80
3.4.7.4	Filterbestimmung .....	80
<b>4</b>	<b>PRÜFSTANDSHYDRAULIK .....</b>	<b>81</b>
4.1	Allgemeine Beschreibung der Ausführung .....	81
4.2	Hydraulikzylinder mit Servoventilen .....	82
4.2.1	Bestimmung des Systemdrucks und Vorauswahl Ventiltyp .....	82
4.2.2	Ermittlung der tatsächlichen Zylinderkraft .....	85
4.2.3	Auswahl Zylinder .....	87
4.2.4	Bestimmung der Ventilenengröße .....	90
4.2.5	Ermittlung der mittleren Ölmenge über die Ventile .....	90
4.2.6	Geschwindigkeitsverlauf im Sinusbetrieb .....	91
4.2.7	Tatsächliche Ölmengen über die Ventile .....	93
4.2.8	Auswahl des tatsächlichen Ventils .....	94
4.2.9	Berechnung Eigenfrequenz Gleichgangzylinder .....	96
4.3	Hydraulikaggregat .....	99
4.3.1	Allgemeine Beschreibung .....	99
4.3.2	Berechnung der benötigten Speicherkapazität .....	100
4.3.3	Auswahl eines geeigneten Betriebsmediums .....	103
4.3.4	Auswahl einer geeigneten Pumpe .....	103
4.3.5	Auswahl Ölbehälter .....	105
4.3.6	Auswahl Wärmetauscher .....	106
4.3.7	Erstellen Filtrationskonzept .....	107
4.3.8	Erstellung Schema Hydraulikaggregat .....	110
4.4	Einschaltventilblock .....	112
4.5	Lagerölabsaugpumpe .....	113
4.6	Leitungsdimensionierung .....	114
4.7	Gesamthydraulikschema .....	115
<b>5</b>	<b>ANTRIEB GEBERRAD .....</b>	<b>116</b>
5.1	Auswahl eines geeigneten Antriebsmotors .....	116
5.2	Ermittlung erreichbarer Beschleunigungswerte und -zeiten .....	116
5.3	Ermittlung möglicher Schwingwerte .....	119
<b>6</b>	<b>MESS- UND REGELUNGSKONZEPT .....</b>	<b>122</b>
6.1	Prinzipieller Aufbau Prüfeinrichtung .....	122

6.2	Messwerterfassung .....	123
6.2.1	Erfassung Linearpositionen .....	123
6.2.2	Erfassung Drehwinkel.....	125
6.2.3	Vervielfältigung Messsignale .....	126
6.3	Regelkonzept.....	126
7	KONSTRUKTION.....	129
7.1	Gesamtanlagenschema.....	129
7.2	Anordnung der Prüfstandsmodule .....	130
7.3	Prüftisch .....	131
7.4	Antriebseinheit auf Gleitplatte.....	132
7.5	Servohydraulikkomponenten .....	136
7.6	Geführter Aufnahmekopf mit Schubstangen .....	137
7.7	Prüfkammer und Hydraulikabdeckungen.....	138
7.8	Hydraulikaggregat mit klimatisierter Schallschutzhaube .....	140
8	MONTAGE UND INBETRIEBNAHME .....	142
8.1	Verdrehung Karbonstäbe.....	142
8.2	Unzureichende Spülung des Systems.....	143
8.3	Statische Positionierungengenauigkeit .....	144
8.4	Zusätzliche Messung Absolutposition .....	145
VARIABLENVERZEICHNIS.....		A
LITERATURVERZEICHNIS .....		G
NORMENVERZEICHNIS.....		K
ANHANG I – BILDER DER ANLAGE.....		N
SELBSTSTÄNDIGKEITSERKLÄRUNG.....		Q
DANKSAGUNG.....		R

# Abbildungsverzeichnis

Abb. 1	Messwerterfassung eines GMR Sensors mit Drehrichtungserkennung .....	2
Abb. 2	GMR Sensor .....	3
Abb. 3	GMR Sensor in Schutzummantelung .....	3
Abb. 4	Ferromagnetisches Geberzahnrad .....	3
Abb. 5	Ferromagnetische Lochscheibe als Geberrad .....	3
Abb. 6	Polrad mit aufgebracht Magnetisierung .....	3
Abb. 7	Prinzipieller Aufbau der Prüfeinrichtung .....	5
Abb. 8	Darstellung statische Messungen .....	6
Abb. 9	Darstellung sinusförmiges Sensorschwingen .....	6
Abb. 10	Darstellung Kreisbahnbewegung des Sensors .....	7
Abb. 11	Ermittlung Zusatzmasse Aktuator .....	9
Abb. 12	Amplituden und Beschleunigung in Abhängigkeit der Frequenz .....	11
Abb. 13	Lineargeschwindigkeit bei max. Amplituden in Abhängigkeit der Frequenz .....	12
Abb. 14	Geometrieverhältnisse im Kreisbahnbetrieb .....	13
Abb. 15	Korrekturwege beim Kreisbahnbetrieb in Z-Richtung .....	14
Abb. 16	Zahnriemenachse .....	15
Abb. 17	Spindelachse .....	15
Abb. 18	Zahnstangenantrieb .....	15
Abb. 19	Linearmotor .....	16
Abb. 20	Elektromagnetischer Shaker .....	17
Abb. 21	Servopneumatisches System .....	18
Abb. 22	Aufbau der Prüfanlage .....	20
Abb. 23	Systematik hydraulischer Antriebe .....	22
Abb. 24	Elektromechanische Umformer .....	24
Abb. 25	Torquemotor mit Prallplatte .....	26
Abb. 26	Mechanisch-hydraulische Umformer .....	27
Abb. 27	Düsen-Prallplatte System .....	28
Abb. 28	Strahlrohrprinzip .....	28
Abb. 29	Volumenstromkennlinie .....	30
Abb. 30	Nullüberdeckung .....	30
Abb. 31	Positive Überdeckung .....	31
Abb. 32	Negative Überdeckung .....	31
Abb. 33	Hysterese .....	32
Abb. 34	Sprungantwort eines Stetigventils .....	32
Abb. 35	Frequenzgang Kennlinien .....	33
Abb. 36	Bode-Diagramm .....	33
Abb. 37	Aufbau und Funktion eines Proportionalmagneten .....	34
Abb. 38	Steuerung .....	35
Abb. 39	Regelventil .....	36
Abb. 40	Vergleich Steuerung – Regelkreis .....	37
Abb. 41	Einstufiges Servoventil .....	38
Abb. 42	Zweistufiges Servoventil .....	39
Abb. 43	Dreistufiges Servoventil .....	40
Abb. 44	Schleppströmung in einem Parallelsplatt .....	42
Abb. 45	Temperaturabhängiges Viskositäts-Druckverhalten von Mineralölen .....	43
Abb. 46	Druck und Temperaturverhalten der Dichte .....	45
Abb. 47	Verschmutzungsarten .....	48
Abb. 48	Kavitationsverschleiß .....	50
Abb. 49	Ausscheiden und in Lösung Gehen von Luftblasen vor und hinter der Pumpe .....	51
Abb. 50	Flüssigkeitsbehälter für Hydraulikanlage .....	53
Abb. 51	Partikelerosion .....	58

Abb. 52	Partikelabrasion .....	59
Abb. 53	Silting .....	59
Abb. 54	Spalthöhe und Partikel .....	59
Abb. 55	Filtrierung im Funktionsablauf einer Hydraulikanlage .....	66
Abb. 56	Ausfallswahrscheinlichkeit durch Verschmutzung .....	68
Abb. 57	Ölreinheit eines Ventilblocks während des Spülens mit Druckschlägen .....	70
Abb. 58	Ölreinheit von Druckleitungen während des Spülens mit Druckschlägen .....	70
Abb. 59	Unterscheidung von Filtern nach dem Druckbereich .....	71
Abb. 60	Einsatzorte von Hydraulikfiltern .....	71
Abb. 61	Aufbau eines Filterelementes .....	74
Abb. 62	Durchströmung von Filterelementen .....	74
Abb. 63	Wirkungsweise eines Oberflächenfilters .....	74
Abb. 64	Wirkungsweise eines Tiefenfilters .....	74
Abb. 65	Filter mit integriertem Bypass .....	75
Abb. 66	Optische Verschmutzungsanzeige .....	76
Abb. 67	Elektrischer Differenzdruckschalter .....	76
Abb. 68	Ermittlung des $\beta_x$ -Wertes .....	77
Abb. 69	Kennlinie für die Schmutzaufnahme eines Filterelementes .....	78
Abb. 70	Übersicht Filtrationskonzepte .....	79
Abb. 71	Unterteilung vor der Filterauslegung .....	80
Abb. 72	Vergleich Gleichgangzylinder – Differentialzylinder.....	81
Abb. 73	Vorauswahl möglicher Servoventile .....	83
Abb. 74	Moog Ventil D765 .....	84
Abb. 75	Moog Ventil G761 .....	84
Abb. 76	Bodadiagramm G761 bis zu 19ltr/min .....	84
Abb. 77	Führung Zusatzmasse.....	86
Abb. 78	Gewählter Gleichgangzylinder .....	89
Abb. 79	Allgemeine und Gleichgerichtete Sinusfunktion.....	90
Abb. 80	Darstellung Geschwindigkeit und Amplitude im Sinusverlauf.....	92
Abb. 81	Ölverbrauchsmengen .....	94
Abb. 82	Druckabfall über G761 Ventile .....	94
Abb. 83	Interne und Externe Steuerölversorgung .....	95
Abb. 84	Ausgangsdaten Eigenfrequenzberechnung.....	97
Abb. 85	Darstellung Eigenfrequenzverlauf.....	98
Abb. 86	Effektive Geschwindigkeit am Sinusverlauf.....	101
Abb. 87	Speicherfüllphasen im Sinusbetrieb .....	102
Abb. 88	$\beta_x$ -Werte der eingesetzten Filter .....	108
Abb. 89	Schutzfilter im Servoventil .....	109
Abb. 90	Schema des Hydraulikaggregates.....	110
Abb. 91	Schema Einschaltventilblock .....	113
Abb. 92	Schema Lagerölabsaugpumpenaggregat mit Ölrückführung .....	114
Abb. 93	Gesamthydraulikschema .....	115
Abb. 94	Antrieb mit gelagerter Welle und Geberrad .....	117
Abb. 95	Erzielbare Schwingfrequenzen.....	121
Abb. 96	Blockschema Steuerung - Regelung .....	122
Abb. 97	Prinzip der photoelektrischen Abtastung .....	124
Abb. 98	Montageposition interner Drehgeber .....	126
Abb. 99	Absolutencoderscheibe mit mehreren Abtastspuren .....	126
Abb. 100	Gesamtregelkonzept.....	128
Abb. 101	Gesamtanlagenschema.....	130
Abb. 102	Anordnung der Prüfstandsmodule im Prüflabor.....	130
Abb. 103	Grundrahmen mit Verkleidung.....	131
Abb. 104	Komponenten unter Tischplatte.....	131
Abb. 105	Prüftischunterbau.....	132
Abb. 106	Grundrahmen auf Prüftischunterbau.....	132

Abb. 107	Prüftisch mit Verschiebeinheit .....	133
Abb. 108	Prüftisch mit Verschiebe- u. Antriebseinheit .....	133
Abb. 109	Antriebsstrang.....	133
Abb. 110	Schnittzeichnung Wellenstrang .....	133
Abb. 111	Modell Wellenstrang Resonanzuntersuchung .....	134
Abb. 112	Gesamtübertragungsfunktion des Wellenstrangs .....	135
Abb. 113	Aufbau hydraulischer Spannsatz .....	135
Abb. 114	Aufbau mechanische Spannbuchse .....	135
Abb. 115	Servohydraulikzylinder mit Ventilen.....	136
Abb. 116	Schnittzeichnung Temperaturkompensation Glasmessstab.....	136
Abb. 117	Sensoraufnahmekopf mit Karbonschubstangen.....	137
Abb. 118	Aerostatische Höhenführung .....	138
Abb. 119	Aerostatische Führungstaschen .....	138
Abb. 120	Prüfstand mit geschlossener Schutzkammer.....	139
Abb. 121	Prüfstand mit geöffneter Schutzkammertür .....	139
Abb. 122	Unterbau Hydraulikaggregat.....	140
Abb. 123	Schall- u. Klimahaube .....	140
Abb. 124	Hydraulikaggregat mit geöffneter Schall- u. Klimahaube.....	141
Abb. 125	Führung Verschubstange .....	142
Abb. 126	Spülgruppe für stoßartiges Spülen .....	143
Abb. 127	System ohne Bypassdrossel .....	144
Abb. 128	System mit verbauter Bypassdrossel.....	144
Abb. 129	Einstellbare Bypassdrossel zwischen Ventil und Zylinder .....	144
Abb. 130	Erweitertes Regelkonzept.....	146

Wenn bei der Beschriftung der Abbildung nicht anders angegeben, handelt es sich um eine eigene Abbildung.

# Tabellenverzeichnis

Tab. 1	Prüfstandsspezifikationen .....	8
Tab. 2	Übersicht Betriebspunkte.....	11
Tab. 3	Korrekturwerte beim Kreisbahnbetrieb in Z-Richtung .....	14
Tab. 4	Viskositätsklassifikation .....	44
Tab. 5	Qualitätsgruppen Mineralölbasischer Hydraulikflüssigkeiten .....	46
Tab. 6	Spaltweiten von Hydraulikkomponenten .....	60
Tab. 7	Reinheitsklassen nach NAS 1638 .....	62
Tab. 8	Reinheitsklassen nach DIN ISO 11218 .....	63
Tab. 9	Reinheitsklassen nach ISO DIS 4406 .....	64
Tab. 10	Reinheitsklassen nach ISO DIS 4406 Stand 1999 .....	65
Tab. 11	Hauptanforderungen an die Aktuatoren.....	82
Tab. 12	Berechnung Geschwindigkeit und Amplitude im Sinusverlauf.....	92
Tab. 13	Mittlere und maximale Ölverbrauchsmengen.....	93
Tab. 14	Berechnung Eigenfrequenz in Abhängigkeit vom Hub.....	98
Tab. 15	Ölmenge im Kreisbahnbetrieb .....	100
Tab. 16	Speicherentnahmemengen.....	101
Tab. 17	Fließgeschwindigkeiten.....	114
Tab. 18	Berechnung erzielbare Schwingwerte.....	120

Wenn bei der Beschriftung der Tabelle nicht anders angegeben, handelt es sich um eine eigene Tabelle.

# Formelverzeichnis

Formel 1	Aktuatorkraft Zusatzmasse .....	10
Formel 2	Winkelgeschwindigkeit.....	10
Formel 3	Max. Lineargeschwindigkeit über Amplitude.....	10
Formel 4	Beschleunigung der Sinusschwingung .....	10
Formel 5	Amplitude der Sinusschwingung.....	11
Formel 6	Max. Lineargeschwindigkeit über Beschleunigung .....	11
Formel 7	Radius Geberrad.....	12
Formel 8	max. Winkel Kreisbahnbetrieb .....	12
Formel 9	Hypotenuse Korrekturgeometrie .....	13
Formel 10	Korrekturweg.....	13
Formel 11	Maximaler Volumenstrom .....	29
Formel 12	Dynamische Viskosität.....	41
Formel 13	Kinematische Viskosität .....	42
Formel 14	Mittleres Kompressionsmodul.....	44
Formel 15	Kompressibilitätsfaktor.....	45
Formel 16	Änderung der Öldichte .....	45
Formel 17	Luftblasenaufstiegszeit .....	52
Formel 18	Neutralisationszahl.....	56
Formel 19	Berechnung des $\beta_x$ -Wertes .....	76
Formel 20	Abscheidegrads .....	77
Formel 21	Prozentueller Abscheidegrad.....	77
Formel 22	Gesamtzylinderkraft.....	85
Formel 23	Externe Kraft aufgrund der Last.....	86
Formel 24	Externe Gesamtkraft im vorliegenden Fall.....	86
Formel 25	Gesamtzylinderkraft mit Sicherheitsfaktor.....	86
Formel 26	Ausfahrkraft Differentialzylinder .....	87
Formel 27	Einfahrkraft Differentialzylinder .....	87
Formel 28	Ein- u. Ausfahrkraft Gleichgangzylinder.....	87
Formel 29	Wirkfläche Gleichgangzylinder.....	88
Formel 30	Kolbendurchmesser Gleichgangzylinder.....	88
Formel 31	Spaltweite Gleichgangzylinder.....	88
Formel 32	Berechnung Effektivwert Sinusfunktion.....	91
Formel 33	Berechnung Effektivwert Quadratischer Sinusfunktion .....	91
Formel 34	Geschwindigkeit im Sinusbetrieb .....	91
Formel 35	Amplitude im Sinusbetrieb .....	91
Formel 36	Mittlere Geschwindigkeit .....	93
Formel 37	Maximalölmenge.....	93
Formel 38	Mittlere Ölmenge.....	93
Formel 39	Berechnung minimal vorhandener Zylinderkraft .....	95
Formel 40	Zylindervolumen.....	96
Formel 41	Zylindermasse.....	96
Formel 42	Kreisringfläche .....	96
Formel 43	Kompressibilitätsfaktor.....	96
Formel 44	Federkonstante System .....	96
Formel 45	Kreisfrequenz.....	97
Formel 46	Resonanzfrequenz.....	97
Formel 47	Korrekturfrequenz .....	99
Formel 48	Mittlere Geschwindigkeit Korrekturbetrieb .....	99
Formel 49	Mittlere Arbeitsölmenge Korrekturbetrieb.....	99
Formel 50	Gesamtmenge Arbeitsöl .....	99
Formel 51	Maximales benötigtes Ölvolumen .....	100

Formel 52	Berechnung Geschwindigkeitsdifferenz.....	101
Formel 53	Periodendauer .....	101
Formel 54	Berechnung Speicherentnahmemenge.....	101
Formel 55	Effektiver Pumpenförderstrom .....	104
Formel 56	Volumetrischer Pumpenwirkungsgrad .....	104
Formel 57	Eff. Pumpenförderstrom in Abhängigkeit volumetrischer Wirkungsgrad.....	104
Formel 58	Gesamtwirkungsgrad .....	104
Formel 59	Zugeführte Leistung .....	104
Formel 60	Nutzleistung .....	104
Formel 61	Kompressionsvolumen.....	104
Formel 62	Berechnung tatsächliches Kompressionsvolumen.....	104
Formel 63	Verlustleistung von Hydraulikanlagen .....	106
Formel 64	Anlagengesamtwirkungsgrad.....	106
Formel 65	Gesamtträgheit des rotierenden Systems.....	117
Formel 66	Trägheitsmoment Verbindungswelle.....	117
Formel 67	Berechnung Gesamtträgheit des rotierenden Systems .....	118
Formel 68	Theoretisches Motordrehmoment .....	118
Formel 69	Tatsächliches Motordrehmoment.....	118
Formel 70	Erzielbarer Beschleunigungswert .....	118
Formel 71	Beschleunigung in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit.....	119
Formel 72	Beschleunigungszeit .....	119
Formel 73	Umrechnung Schwingwinkel in rad.....	119
Formel 74	Berechnung Bogenlänge .....	120
Formel 75	Berechnung Schwingfrequenz .....	120

Wenn bei der Verwendung der jeweiligen Formel nicht anders angegeben, handelt es sich um eine Formel aus den angegebenen Literaturquellen.



# 1 Ausgangssituation und Aufgabenstellung

## 1.1 Prinzipielle Aufgabenstellung

Im Fahrzeugbau, speziell im Automobil werden zur Erfassung von Drehwinkeln an Geberrädern Sensoren verbaut. Mit Hilfe dieser Sensoren kann neben dem Drehwinkel und der Drehzahl des Weiteren auch Rückschluss auf Beschleunigungen und Verzögerungen gezogen werden. Darüber hinaus können spezielle Typen von Sensoren auch die Drehrichtung des Geberrades erkennen. Die verbauten Sensoren liefern anhand der rotierenden Geberräder Ausgangssignale. Zur Überprüfung des Ausgangssignals dieser Drehwinkelsensoren unter definierten Störeinflüssen wird ein Prüfstand benötigt. Als Störeinflüsse sollen unter anderem ein veränderbarer Luftspalt zwischen Drehwinkelsensor und Geberrad, eine veränderbare Temperatur des Sensors, sowie Vibrationen, die von der Antriebsmaschine verursacht und auf das Geberrad, als auch auf den Sensor übertragen werden, simuliert werden können.

Zweck des Prüfstandes ist das Simulieren von möglichen Betriebspunkten, wobei unter dem Begriff Betriebspunkte auch Betriebssituationen mit definierten Störeinflüssen, die dem realen Betrieb des Sensors entsprechen, zu verstehen sind. Die Erfassung und Verarbeitung des eigentlichen Sensorsignals obliegt dem Kunden und ist nicht Aufgabe des Prüfstandes.

Der Kunde für diesen Komponentenprüfstand ist ein Halbleiter- und Sensorenhersteller aus dem Bereich der Automobil- und Industrieelektronik, der als Zulieferer für die Fahrzeugindustrie fungiert.

## 1.2 Sensortypen und Messprinzipien

In erster Linie sollen auf dem Prüfstand GMR Sensoren überprüft werden. Die Abkürzung GMR steht hierbei für „giant magneto-resistance“, was frei übersetzt soviel bedeutet wie „Riesenmagnetwiderstand“. Die Sensoren beruhen auf dem sogenannten GMR Effekt.

Der GMR-Effekt ist ein magnetoresistiver Effekt, bei dem sich der Widerstandswert eines metallischen Dünnschichtsystems in Abhängigkeit von der magnetischen Feldstärke ändert. Im Unterschied zu anderen magnetoresistiven Verfahren wird beim Giant Magneto-resistance-Effekt der Elektronen-Spin-Effekt in einem ultradünnen Schichtsystem ausgenutzt, der die Leitungsmechanismen verändert. Das Dünnschichtsystem besteht aus verschiedenen dünnen Schichten aus weichmagnetischem, unmagnetischem, metallischem und hartmagnetischem Material. Die Ausrichtung zwischen der weich- und hartmagnetischen Schicht ist entscheidend für den Widerstandswert, der sich mit der Winkeländerung des magnetischen Feldes ändert.

Die Widerstandsänderung ist dann am größten, wenn die magnetischen Schichten in entgegengesetzter Richtung magnetisiert sind.<sup>1</sup>

Wie beschrieben beruht das Wirkprinzip dieser Sensoren auf der Messung von veränderlichem elektrischem Widerstand infolge des Anlegens eines äußeren Magnetfeldes. Das äußere Magnetfeld wird bei der Anwendung im Fahrzeugbau durch die umlaufenden Zähne ferromagnetischer Geberräder bzw. durch umlaufende Polräder mit aufgebrachtener Magnetisierung oder durch rotierende ferromagnetische Lochscheiben erzeugt. Entsprechend der umlaufenden Geberräder liefern die Sensoren ein Ausgangssignal. Die nachfolgende Abbildung zeigt überblicksmäßig die Applikation eines solchen Sensors am Beispiel eines ferromagnetischen Zahnrades. Der dargestellte Sensor ist aufgrund seiner drei GMR-Messstellen in der Lage neben dem Drehwinkel auch die Drehrichtung des Zahnrades zu erkennen. Um die Drehrichtung des Zahnrades erkennen zu können würden auch zwei GMR-Messstellen ausreichen, standardmäßig sind die Sensoren jedoch mit drei Messstellen ausgestattet.

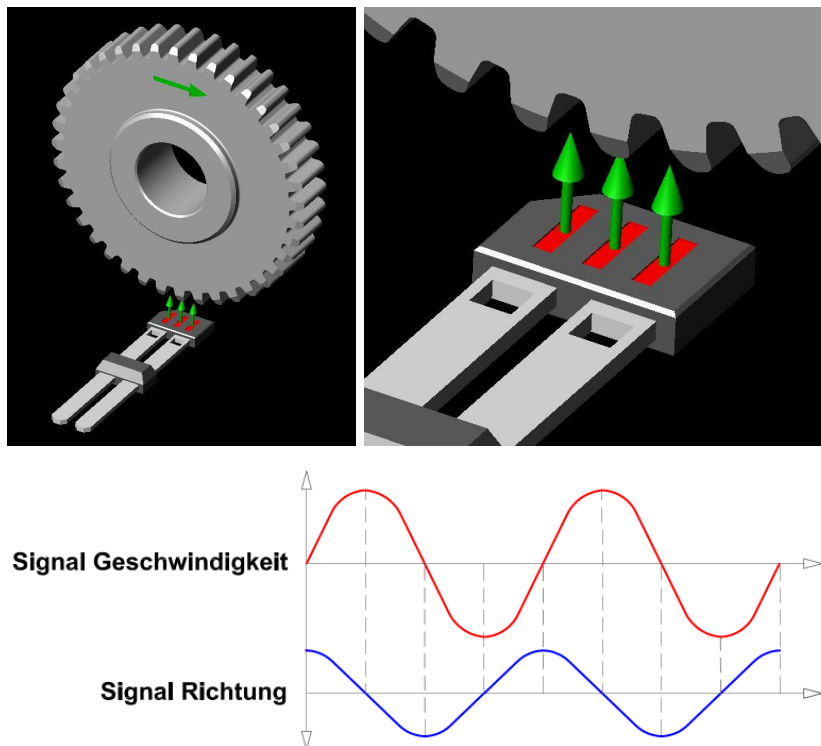


Abb. 1 Messwerterfassung eines GMR Sensors mit Drehrichtungserkennung

Im Messwertaufnehmerkopf, der zur Messung direkt am Geberrad sitzt, ist neben den drei Dünnschichtelementen, die zur eigentlichen Messung dienen, auch eine Auswerteelektronik untergebracht. Mittels der Auswerteelektronik wird sichergestellt, dass nur relevante Drehwinkelinformationen (=Ausfiltern von Störeinflüssen) vom Sensor ausgegeben werden. Das vom Sensor ausgegebene Signal ist aufgrund der Auswerteelektronik immer ein Sinus- oder Rechtecksignal.

<sup>1</sup> Vgl.: Internetplattform <http://www.itwissen.info> verfügbar am 21.10.2008 unter <http://www.itwissen.info/definition/lexikon/giant-magneto-resistive-GMR-GMR-Effekt.html>

Am Prüfstand sollen zum Einen die Ausgangssignale von Sensoren inklusive Auswertelektronik überprüft werden, damit soll festgestellt werden, ab welchen Störeinflüssen die Auswertelektronik zu keiner Fehlerkompensation mehr in der Lage ist und somit das Ausgangssignal fehlerbehaftet wird. Zum Anderen sollen Sensoren, die nur mit den GMR Elementen bestückt sind und über keine Auswertelektronik verfügen, getestet werden, somit kann ermittelt werden, mit welchen Eingangsgrößen in die Auswertelektronik bei Störeinflüssen zu rechnen ist. Zum Einsatz im Fahrzeugbau werden die Sensoren in einen Schutzkörper aus Kunststoff eingegossen. Die folgenden Abbildungen zeigen jeweils einen solchen GMR Sensor ohne bzw. mit Schutzummantelung.

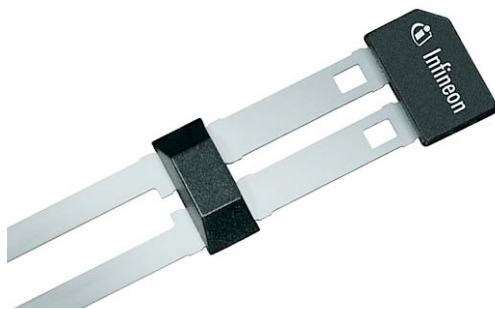


Abb. 2 GMR Sensor<sup>2</sup>



Abb. 3 GMR Sensor in Schutzummantelung<sup>3</sup>

Die Sensoren werden in unmittelbarer Nähe der Geberräder montiert. Als Geberräder finden ferromagnetische Geberräder und Polräder aus unmagnetischem Grundmaterial mit aufgebrachtener Magnetisierung Verwendung. Als ferromagnetische Räder dienen Geberzahnrad oder Lochscheibenräder. Sowohl ferromagnetische Räder als auch Polräder verfügen zur Erkennung der Absolutposition über sogenannte Referenzmarken.



Abb. 4 Ferromagnetisches Geberzahnrad

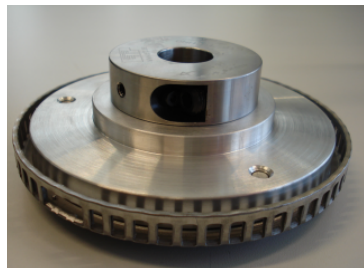


Abb. 5 Ferromagnetische Lochscheibe als Geberrad

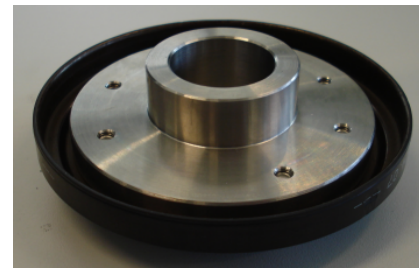


Abb. 6 Polrad mit aufgebrachtener Magnetisierung

Des Weiteren ist es denkbar, den Prüfstand zur Überprüfung von Hallsensoren einzusetzen. Diese Sensoren basieren auf dem Wirkprinzip des Hall-Effektes. Aufgrund des Hall-Effektes kommt es im Hall Element zu einer Ladungsverschiebung, die der Grund für die sogenannte Hallspannung ist. Aufgrund dieser gemessenen Hallspannung kann der Drehwinkel der Geberräder ermittelt werden.

<sup>2</sup> Abbildung zur Verfügung gestellt von Herrn Dr. Robert Herman, Program Manager, IFAT DC ATV SC D VI PRO; Automotive, Industrial & Multimarket – Sense & Control, Fa. Infineon Technologies Austria AG, Villach  
<sup>3</sup> Abbildung zur Verfügung gestellt von Herrn Orasch Martin, Manager Components Verification, AIM SC D VI CV; Automotive, Industrial & Multimarket – Sense & Control, Fa. Infineon Technologies Austria AG, Villach

### 1.3 Betriebsarten / Prüfstandsspezifikation

Im idealen Betriebsfall hätten die verbauten Sensoren immer eine konstante Position in Bezug auf die Achse des umlaufenden Geberrades, das Geberrad würde vollkommen rund laufen und das Geberrad selbst hätte ideale Geometrien bzw. eine umlaufend vollkommen identische Magnetisierung. In der Praxis ist das allerdings nicht der Fall. Bei jeder praktischen Anwendung sind der Sensor und das Geberrad Störeinflüssen ausgesetzt, vor allem im Fahrzeugbau sind in beinahe jeder Applikation Schwingungen anzutreffen. Es war von Anfang an festgelegt, dass der Prüfstand in erster Linie zur Simulation von auftretenden (Dreh-)Schwingungen dienen muss. Weiters war bekannt, dass verschiedene Kombinationen aus Sensoren und verschiedenen großen Geberrädern (variable Raddicke und variabler Raddurchmesser) getestet werden müssen. Eine veränderbare Drehzahl in beide Richtungen bis zu einem Wert von 8000rpm ist vom praktischen Einsatz her festgelegt. Viele der letztendlich in die Tat umgesetzten Anforderungen kristallisierten sich erst im Laufe der Zeit heraus. Wie bei allen Projekten musste ein Konsens zwischen Kosten und Nutzen unter Berücksichtigung der technischen Machbarkeit gefunden werden.

Um im Fahrzeug auftretende Drehschwingungen möglichst praxisnahe zu reproduzieren, wäre an sich eine Drehbewegung überlagert mit einer Drehschwingung bzw. für Sonderfälle eine reine Drehschwingung des Geberrades von Nöten gewesen. Für einen namhaften deutschen Automobilhersteller wurde seitens unseres Betriebes schon eine solche Prüfmaschine gebaut, allerdings hätten die Kosten für eine solche Prüfeinrichtung das für diesen Prüfstand vorhandene Budget bei weitem übertroffen. Aus diesem Grund verdeutlichte sich schon in den ersten Projektgesprächen, dass es sinnvoller ist, nicht das Geberrad in Schwingung zu versetzen, sondern den Sensor, der auch in vergossener Form nur ein sehr kleines spezifisches Volumen und Gewicht aufweist. So können die in der realen Applikation auftretenden Schwingungen nahezu identisch nachgebildet werden.

Insgesamt müssen die drei folglich beschriebenen Prüfbetriebe mit dem Prüfstand umgesetzt werden können. Zur Umsetzung dieser Prüfbetriebe bedarf es den Sensor in zwei Richtungen bewegen (positionieren) zu können. Analog der Einbausituation im Fahrzeug wurden die Achsbezeichnungen Z und X für die radiale und tangential Bewegung von unserem Kunden übernommen. Der prinzipielle Aufbau der Anlage ist aus der nachfolgenden Abbildung ersichtlich.

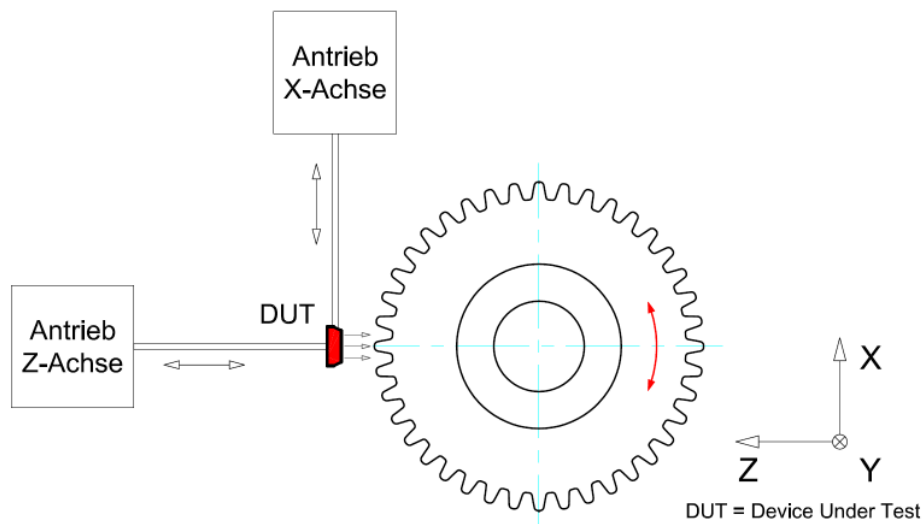


Abb. 7 Prinzipieller Aufbau der Prüfeinrichtung

### 1.3.1 Statische Messungen

Die statischen Messungen können in zwei Messverfahren unterteilt werden, zum Einen die statische Messung mit rotierendem Geberrad, zum Anderen die statische Messung mit schwingendem Geberrad.

#### 1.3.1.1 Statische Messung mit rotierendem Geberrad

Bei den statischen Messungen wird das Geberrad in eine Rotationsbewegung versetzt, hierbei handelt es sich um Konstantdrehzahlen im Bereich von -8000 bis +8000rpm. Die Rampen zum Erreichen der gewünschten Drehzahl können vorgegeben werden. Der Sensor befindet sich in Z-Richtung in einem definierten Abstand zum Zahnrad. Der Abstand zwischen dem Sensor und der Geberradoberflächen kann verändert werden (Sollwertsprung Abstand Z-Richtung), allerdings wird der Sensor während der Messungen nicht in Schwingung versetzt. Wenn der Abstand des Sensors zum Geberrad in Z-Richtung verändert wird, muss die Position des Sensors zusätzlich durch eine Bewegung entlang der X-Achse korrigiert werden, damit infolge der Verbindung zum Aktuator der X Achse keine Kreisbahnbewegung, sondern eine lineare Bewegung entlang der Z-Achse zustande kommt (siehe hierzu auch Abbildungen 7 und 22).

#### 1.3.1.2 Statische Messung mit schwingendem Geberrad

Der Sensor wird bei dieser Messung analog zur statischen Messung mit rotierendem Geberrad nicht in Bewegung versetzt, sondern ist in konstantem Abstand zum Geberrad positioniert. Bei dem Antrieb des Geberrades soll es sich um eine Antriebseinheit handeln, die das Geberrad neben der gleichförmigen Bewegung und dem Drehzahlrampenbetrieb in eine sinusförmige Drehschwingung versetzen kann.

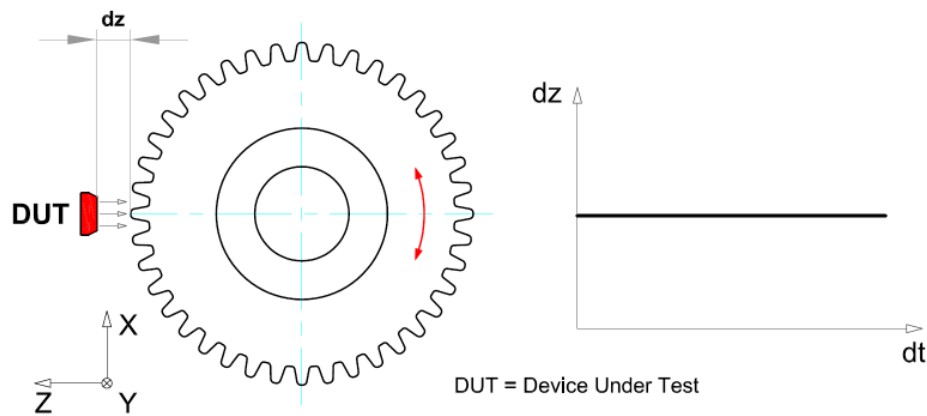


Abb. 8 Darstellung statische Messungen

### 1.3.2 Sinusförmiges Sensorschwingen

Der Sensor vollführt während der Messungen eine sinusförmige Bewegung in Z-Richtung. Auch in dieser Betriebsart muss beim Schwingen in Z-Richtung eine Korrektur der Sensorposition durch den Antrieb der X-Achse vorgenommen werden um keine Kreisbahn zu beschreiben (siehe hierzu auch Abbildungen 7 und 22). Gleich wie bei den statischen Messungen können Drehzahlen im Bereich von -8000 bis +8000rpm über Rampen mit dem Geberrad angefahren werden. Zudem soll das Geberrad in eine sinusförmige Drehschwingung versetzt werden können. Während des sinusförmigen Schwingens des Sensors soll auch eine Kombination aus Drehzahl- und Rampenbetrieb, sowie Schwingbetrieb des Geberrades möglich sein, darüber hinaus soll die Position des Geberrades (Drehwinkel) mit der Position des Sensors synchronisiert sein. Somit bietet sich eine Vielzahl an Betriebsmöglichkeiten. So kann z.B. im Nulldurchgang der Sinusschwingung am Sensor eine Drehzahlrampe mit dem Geberrad gestartet werden, oder etwa bei konstant schwingendem Sensor nach einer gewissen Anzahl an Sinusschwingungen mit dem Geberrad eine Drehzahlrampe gestartet werden wenn der Abstand zwischen Sensor und Geberradoberfläche ein Minimum erreicht hat. Weiters soll die Möglichkeit des synchronen Schwingens (=aufeinander abgestimmtes Schwingen des Sensors und des Geberrades) gegeben sein.

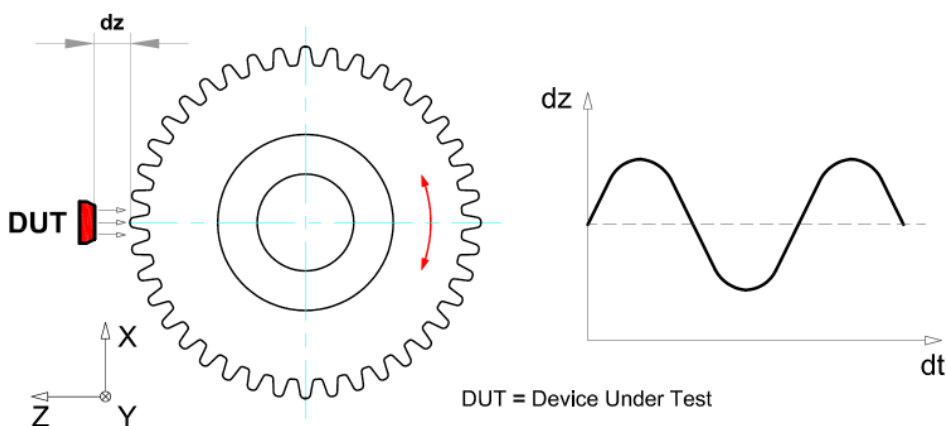


Abb. 9 Darstellung sinusförmiges Sensorschwingen

### 1.3.3 Kreisbahnbewegung des Sensors

Das Geberrad wird analog zu den beiden anderen Betriebsarten zwischen -8000 und +8000rpm betrieben. Der Sensor wird entlang einer Kreisbahn zum Geberrad bewegt. Um diese Bewegung vollziehen zu können, muss die Position des Sensors über die beiden Antriebe in X- u. Z-Richtung verändert werden. Besonders zu beachten ist hierbei, dass bei einer Kreisbahnbewegung in X-Richtung die Korrektur der Position in Z-Richtung mit doppelt so hoher Schwingfrequenz erfolgen muss. Gleich wie im sinusförmigen Schwingbetrieb muss auch hier die Position des Sensors mit dem Drehwinkel des Geberrades synchronisiert sein.

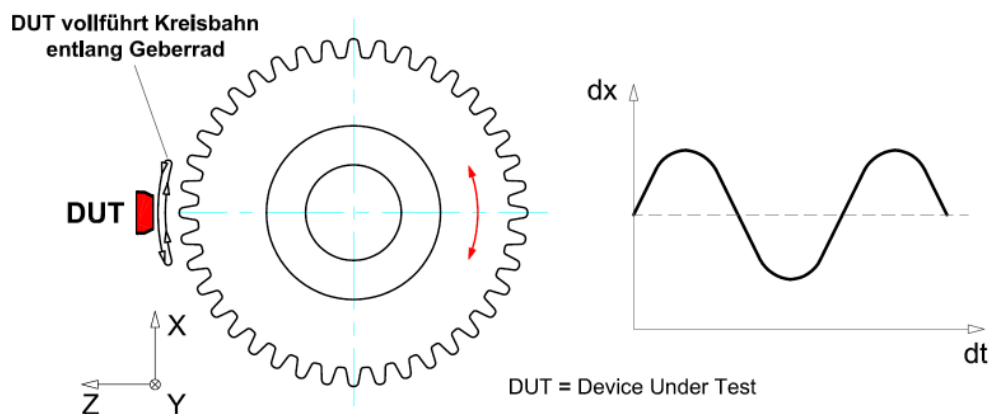


Abb. 10 Darstellung Kreisbahnbewegung des Sensors

### 1.3.4 Spezifikationsliste

Neben den drei angeführten Hauptbetriebsarten und der max. Antriebsdrehzahl in beide Richtungen gibt es noch eine Vielzahl an Spezifikationspunkten. Diese Spezifikationspunkte waren nicht gänzlich vom Projektstart an bekannt und haben sich erst im Laufe vieler Projektbesprechungen ergeben. An dieser Stelle eine vollständige chronologische Abfolge der Entstehung der Spezifikationspunkte anzuführen ist nicht zielführend, deshalb sind anbei alle Spezifikationspunkte angeführt, die es bei der tatsächlichen Umsetzung des Prüfstandes zu berücksichtigen galt.

Anlagenteil	Parameter	Wert	Bemerkung
Geberrad	Durchmesser	50...300mm	verschiedene Kombinationen möglich
	Raddicke	max. 30mm	
	Gewicht	max. 10 kg	
	Trägheitsmoment	max. 0,1kgm <sup>2</sup>	
Antrieb Geberrad	Drehzahl	8000rpm	in beide Richtungen
	Drehzahlstabilität	1U/min bis zu einer Drehzahl von 2000U/min 4U/min bei einer Drehzahl zwischen 2000 und 8000U/min	gemessen an stabilem Arbeitspunkt
	Abweichung geforderte Drehzahl	0,1% bei einer Drehzahl zwischen 10 und 500U/min 1% bei einer Drehzahl zwischen 500 und 8000U/min	gemessen an stabilem Arbeitspunkt
	Drehzahlrampenzeit (0-8000rpm)	<60sec bei J=0,1kg*m <sup>2</sup>	

	Drehmoment Antrieb	min. 25Nm	***)
Sensor im Testbetrieb	Luftspaltgenauigkeit zwischen Sensor und Geberradoberfläche	+/-25µm	Addition aus Fehler Geberrad und Fehler Sensorposition, gemessen bei rotierendem Geberrad und statisch positioniertem Sensor
	Testfrequenz	max. 100Hz 0Hz im statischen Betrieb min. 1Hz im dynamischen Betrieb	Auflösung und Wiederholgenauigkeit im dynamischen Betrieb abhängig von der Amplitude 100Hz auch für die Kreisbahnbewegung!
	Amplitude bei Sinusschwingung in Z-Richtung	bis 15Hz max. +/-12,5mm bei 30Hz max. +/-5mm bei 100Hz max. +/-0,5mm	
	Aussteuerung in Z-Richtung	max. +/-5mm	
	Aussteuerung in X-Richtung	max. +/-12,5mm	
	Geschwindigkeit	max. 1,2m/s	
	Beschleunigung	max. 20g	
Aktuator Veränderung Sensorposition	Auflösung dynamische Erregung in X-Richtung	0,5% der Amplitude, min. 12µm	Gemessen direkt am Aktuator
	Auflösung dynamische Erregung in Z-Richtung	0,5% der Amplitude, min. 12µm	Gemessen direkt am Aktuator
	Reproduzierbarkeit dynamische Erregung in X-Richtung	1% der Amplitude, min. 50µm	Gemessen direkt am Aktuator
	Reproduzierbarkeit dynamische Erregung in Z-Richtung	1% der Amplitude, min. 50µm	Gemessen direkt am Aktuator
	statische Positioniergenauigkeit	+/-10µm	Positioniergenauigkeit Sensor, Auflösung Messsystem entsprechend höher
	Wiederholgenauigkeit statische Positionierung	+/-10µm	Gemessen am Sensor
Sensor (Prüfling)	Gewicht	Sensor ohne Schutzummantelung: ca.0,2g Sensor mit Schutzummantelung: max. 50g, üblicherweise 20g	Sensor ohne Aufspannung oder Aufnahme
	Größe	max. Bauraum: Zylinder ø30, Länge: 50mm	Sensor ohne Aufspannung oder Aufnahme
	Temperatur	-40 °C...+125 °C	Direkt am Sensor gemessen, temperatur-konditionierte Luft wird mittels kundenseitigem Thermostream Gerät bereitgestellt
Gesamtanlage	ESD (elektrostatische Entladung)	Anlage (alle verbauten Teil) muss über ESD Erdung verfügen	
Störfelder	Störfelder (Magnetfelder)	<10µT statisch und dynamisch bis zu 10kHz	Gemessen am Sensor

Tab. 1 Prüfstandsspezifikationen

\*\*\*) Mit dem Antriebsmotor müssen Drehschwingungen erzeugt werden können. Für die Drehschwingungen gibt es keine konkrete Spezifikation, da die tatsächlich erzielbaren Schwingwerte (bei gleicher Winkelbeschleunigung) in erster Linie vom Trägheitsmoment der aufgespannten Geberräder abhängen. Aus diesem Grund wird das Motorenndrehmoment mit min. 25Nm definiert. Welche Schwingleistungen sich mit diesem Drehmoment tatsächlich erzielen lassen wird in Kapitel 5.3 berechnet.



## 2 Anforderungen und Ausführungsvarianten

### 2.1 Anforderungen an die Prüfeinrichtung

Bei der tatsächlichen Ausführung der Prüfeinrichtung müssen alle Spezifikationen laut Kapitel 1.3.4 erfüllt werden. Hauptaugenmerk muss hierbei auf die Positionier- und Wiederholgenauigkeit des Sensors in Bezug auf das Geberrad, die max. Beschleunigung des Sensors im Prüfbetrieb, den Verstellbereich, sowie auf den sinusförmigen Schwingbetrieb mit einer Frequenz von bis zu 100Hz (200Hz als Korrekturfrequenz im Kreisbahnbetrieb) gelegt werden. Weiters ist zu berücksichtigen, dass elektromagnetische Felder der Aktuatoren die Messung am Sensor in unzulässigem Maße beeinflussen könnten.

Im Zuge der Konstruktion muss darauf geachtet werden, dass im Nahbereich der Messung keine ferromagnetischen Werkstoffe eingesetzt werden, die bei der Verwendung von Polrädern als Geberräder die Messung beeinflussen könnten. In unmittelbarer Nähe des Drehwinkelsensors müssen Temperaturen von -40 bis +125°C erreicht werden können, die Eignung aller eingesetzten Werkstoffe für diesen Temperaturbereich muss gewährleistet sein.

Wie aus den unter Kapitel 1.3.4 angeführten Spezifikationen hervorgeht, müssen die Aktuatoren den Prüfling mit einer Beschleunigung von bis zu 20g bewegen können. Um einen ersten Überblick über die tatsächlichen von den Aktuatoren zu erbringenden Kräfte zu erhalten, wird überschlagsmäßig die benötigte Aktuatorkraft berechnet. Zum tatsächlichen Gewicht des Sensors inkl. der spezifischen Sensoraufnahme und dem Aufnahmekopf muss noch das Gewicht der Schubstange addiert werden, um das Gewicht der tatsächlichen bewegten Masse zu erhalten.

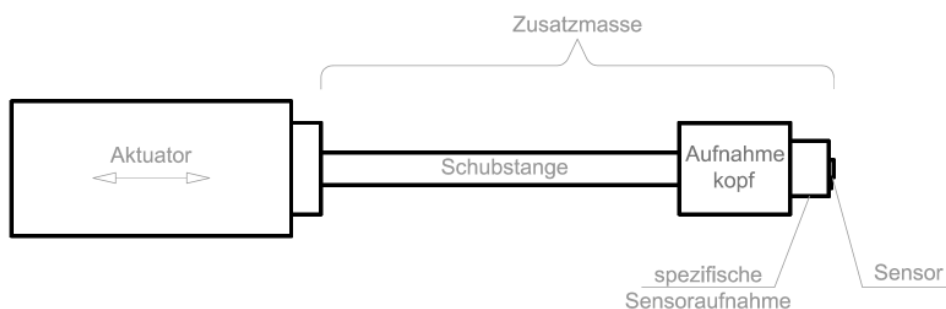


Abb. 11 Ermittlung Zusatzmasse Aktuator

Da das Gewicht und die Abmessungen des Sensors sehr gering sind, wird auch der Aufnahmekopf nicht größer als wenige Zentimeter sein, Länge und Gestalt der Schubstangen stehen noch nicht fest, hierbei kann aber auf verschiedenste Werkstoffe

zurückgegriffen werden, daher kann angenommen werden, dass die Zusatzmasse die durch den Aktuator bewegt werden muss bei max. 0,7kg liegt. Das bedeutet, dass die maximale Beschleunigungskraft die durch den Aktuator für die Zusatzmasse (Anbau am Aktuator) aufgebracht werden muss, wie folgt berechnet werden kann:

$$F_{Last\_dyn} = m_{zus} * a_{max} = m_{zus} * (20 * g) = 0,7 * (20 * 9,81) = 137,3N$$

*Formel 1 Aktuatorkraft Zusatzmasse*

$F_{Last\_dyn}$  Kraft die zum Bewegen der Zusatzmasse bei gegebener Beschleunigung erforderlich ist [N]

$m_{zus}$  Zusatzmasse des Aktuators [kg]

$a_{max}$  max. Beschleunigung laut Spezifikation als Faktor der Erdbeschleunigung [g]

$g$  Erdbeschleunigung,  $g=9,81[m/s^2]$

Um die Gesamtmasse mit der geforderten Beschleunigung von 20g positionieren zu können muss der Aktuator eine Kraft von min. 137,3N aufbringen, und muss weiters zu einer dauerhaft sinusförmigen Anregung der bewegten Gesamtmasse bis zu einer Frequenz von 100Hz (200Hz als Korrekturfrequenz im Kreisbahnbetrieb) geeignet sein. Die maximal erreichbaren Geschwindigkeiten sind aufgrund der definierten max. Beschleunigung von der Frequenz sowie der Amplitude abhängig.

Unter Zuhilfenahme folgender Formeln können die tatsächlich zu erreichenden Betriebspunkte errechnet werden.

$$\omega = 2 * \pi * f$$

*Formel 2 Winkelgeschwindigkeit*

$\omega$  Winkelgeschwindigkeit [1/s]

$f$  Frequenz [Hz]

$$v_L = \left(\frac{y_0}{1000}\right) * \omega = \left(\frac{y_0}{1000}\right) * 2 * \pi * f$$

*Formel 3 Max. Lineargeschwindigkeit über Amplitude*

$v_L$  Maximalgeschwindigkeit der Sinusschwingung [m/s]

$y_0$  Amplitude der Sinusschwingung (Nulllinie...Peak) [mm]

$$a_{Sin} = v_L * \omega = \left(\frac{y_0}{1000}\right) * \omega^2 = \left(\frac{y_0}{1000}\right) * (2 * \pi * f)^2$$

*Formel 4 Beschleunigung der Sinusschwingung*

$a_{Sin}$  Beschleunigung der Sinusschwingung [m/s<sup>2</sup>]

$$y_0 = \frac{v_L}{\omega} = \frac{v_L}{2 * \pi * f}$$

Formel 5 Amplitude der Sinusschwingung

$$v_L = \frac{a_{Sin}}{\omega} = \frac{a_{Sin}}{2 * \pi * f}$$

Formel 6 Max. Lineargeschwindigkeit über Beschleunigung

f	y <sub>0</sub>	a <sub>Sin</sub>		v <sub>L</sub>
[Hz]	[mm]	[g]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s]
1	12,50	0,05	0,49	0,08
5	12,50	1,26	12,34	0,39
10	12,50	5,03	49,35	0,79
15	12,50	11,32	111,03	1,18
20	9,55	15,37	150,80	1,20
25	7,64	19,21	188,50	1,20
30	5,00	20,00	196,20	1,04
35	4,06	20,00	196,20	0,89
40	3,11	20,00	196,20	0,78
45	2,45	20,00	196,20	0,69
50	1,99	20,00	196,20	0,62
55	1,64	20,00	196,20	0,57
60	1,38	20,00	196,20	0,52
65	1,18	20,00	196,20	0,48
70	1,01	20,00	196,20	0,45
75	0,88	20,00	196,20	0,42
80	0,78	20,00	196,20	0,39
85	0,69	20,00	196,20	0,37
90	0,61	20,00	196,20	0,35
95	0,55	20,00	196,20	0,33
100	0,50	20,00	196,20	0,31
120	0,35	20,00	196,20	0,26
140	0,25	20,00	196,20	0,22
160	0,19	20,00	196,20	0,20
180	0,15	20,00	196,20	0,17
200	0,12	20,00	196,20	0,16

Tab. 2 Übersicht Betriebspunkte

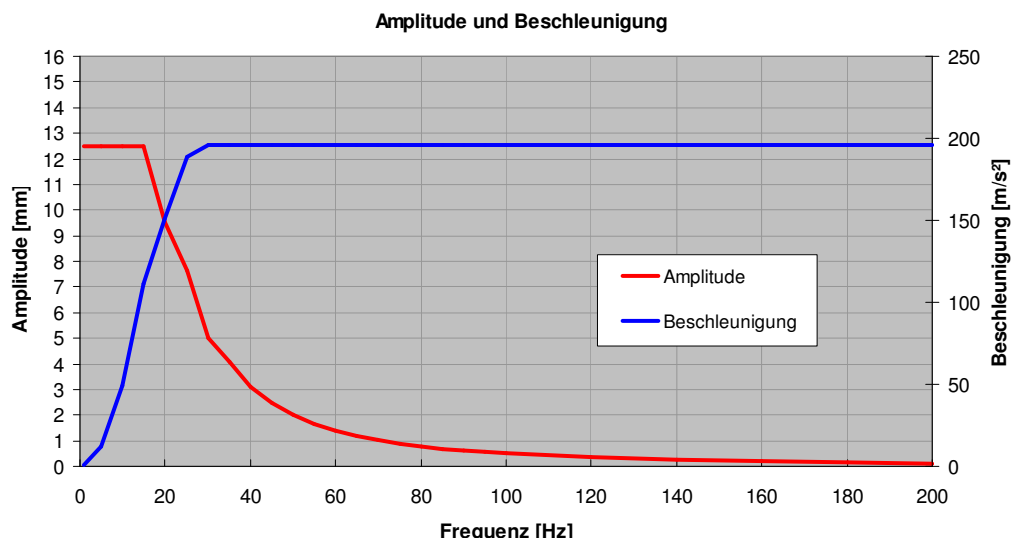


Abb. 12 Amplituden und Beschleunigung in Abhängigkeit der Frequenz

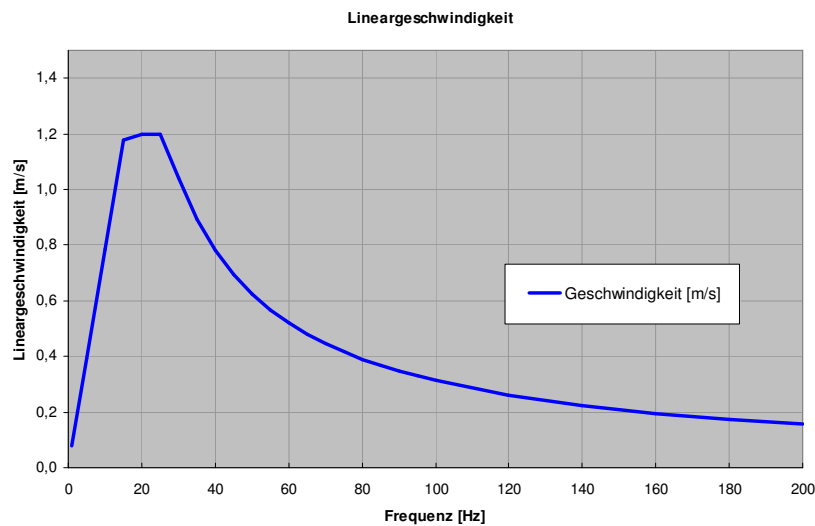


Abb. 13 Lineargeschwindigkeit bei max. Amplituden in Abhängigkeit der Frequenz

## 2.2 Berechnung der effektiv benötigten Schwingfrequenz

Die höchsten benötigten Frequenzen treten im Kreisbahnbetrieb an der Z-Achse auf (siehe Kapitel 1.3.3). Der tatsächliche Verfahrensweg des Sensors über die Z-Achse ist beim Kreisbahnbetrieb vom Durchmesser des Geberrades, sowie der Betriebsfrequenz und der Amplitude der X-Achse abhängig. Je kleiner das aufgespannte Geberrad, desto mehr Korrekturweg muss an der Z-Achse gemacht werden. Da die Maximalamplitude an der X-Achse mit steigender Betriebsfrequenz abnimmt (siehe Tabelle Kapitel 1.3.4) verkleinert sich auch der Korrekturweg an der Z-Achse sehr stark. Korrekturbewegungen unter  $10\mu\text{m}$  ( $0,01\text{mm}$ ) werden nicht mehr ausgeführt, somit muss der tatsächliche Korrekturweg beim Kreisbahnbetrieb ermittelt werden. Sollten Korrekturwege kleiner  $10\mu\text{m}$  auftreten, wird somit auch die max. Betriebsfrequenz begrenzt.

Mit der Amplitude der X-Achse ( $y_K$ ) kann über die Geometrie des Zahnrades der tatsächlich benötigte Korrekturweg ( $y_{Kkor}$ ) mit Hilfe folgender Formeln unter Verwendung der allgemeinen Winkelfunktionen errechnet werden.

$$r_g = \frac{D_G}{2}$$

Formel 7 Radius Geberrad

$r_g$  Radius Geberrad [mm]

$D_G$  Außendurchmesser Geberrad [mm]

$$\sin \alpha_K = \frac{y_K}{h_K} \Rightarrow h_K = \frac{y_K}{\sin \alpha_K}$$

Formel 8 max. Winkel Kreisbahnbetrieb

$\alpha_K$  Winkel der Kreisbahnamplitude [°]

$y_K$  Kreisbahnamplitude (Nulllinie...Peak) [mm]

$h_K$  Hypotenuse der Kreisbahnamplitude [mm]

$$h_{kor} = h_K - r_g$$

Formel 9 Hypotenuse Korrekturgeometrie

$h_{kor}$  Hypotenuse der Korrekturgeometrie [mm]

$$\cos \alpha_K = \frac{y_{Kkor}}{h_{kor}} \Rightarrow y_{Kkor} = \cos \alpha_K * h_{kor}$$

Formel 10 Korrekturweg

$y_{Kkor}$  Korrekturweg im Kreisbahnbetrieb [mm]

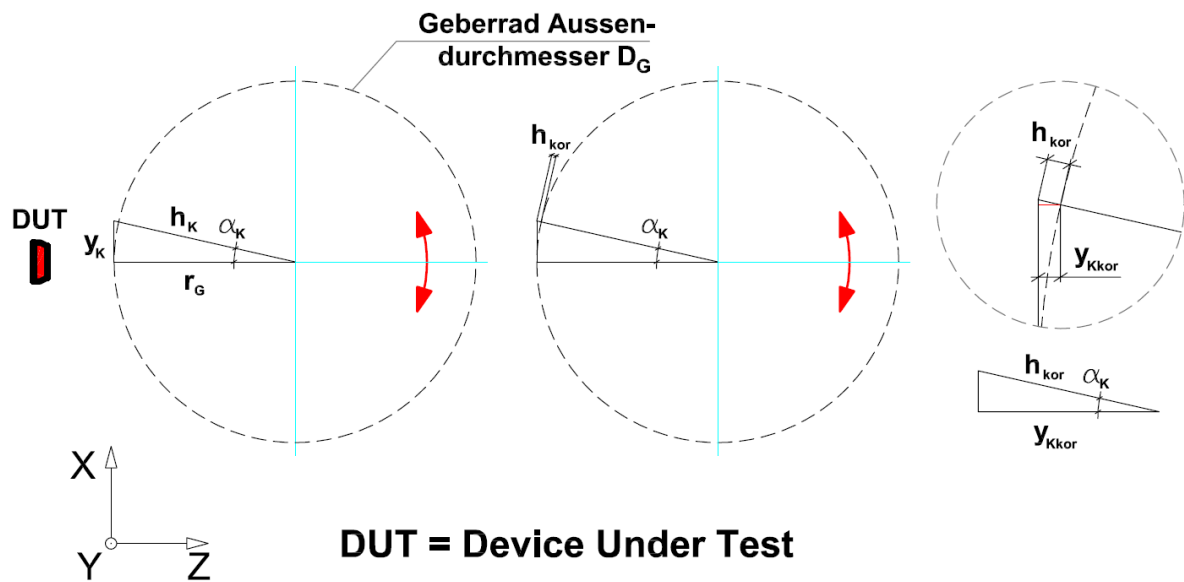


Abb. 14 Geometrieverhältnisse im Kreisbahnbetrieb

Geberraddurchmesser  $D_g$  [mm]      **50**  
 Geberradius  $r_g$  [mm]                25

Frequenz	$y_K$ (Hub)	$\alpha_K$	$h_K$	$h_{kor}$	$y_{Kkor}$
[Hz]	[mm]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]
1	12,50	26,565	27,951	2,951	2,639
5	12,50	26,565	27,951	2,951	2,639
10	12,50	26,565	27,951	2,951	2,639
15	12,50	26,565	27,951	2,951	2,639
20	9,55	20,907	26,762	1,762	1,646
25	7,64	16,993	26,141	1,141	1,092
30	5,00	11,310	25,495	0,495	0,485
35	4,06	9,224	25,328	0,328	0,323
40	3,11	7,091	25,193	0,193	0,191
45	2,45	5,597	25,120	0,120	0,119
50	1,99	4,551	25,079	0,079	0,079
55	1,64	3,753	25,054	0,054	0,054
60	1,38	3,160	25,038	0,038	0,038
65	1,18	2,702	25,028	0,028	0,028
70	1,01	2,313	25,020	0,020	0,020
75	0,88	2,016	25,015	0,015	0,015
80	0,78	1,787	25,012	0,012	0,012
85	0,69	1,581	25,010	0,010	0,010
90	0,61	1,398	25,007	0,007	0,007
95	0,55	1,260	25,006	0,006	0,006
100	0,50	1,146	25,005	0,005	0,005

Tab. 3 Korrekturwerte beim Kreisbahnbetrieb in Z-Richtung

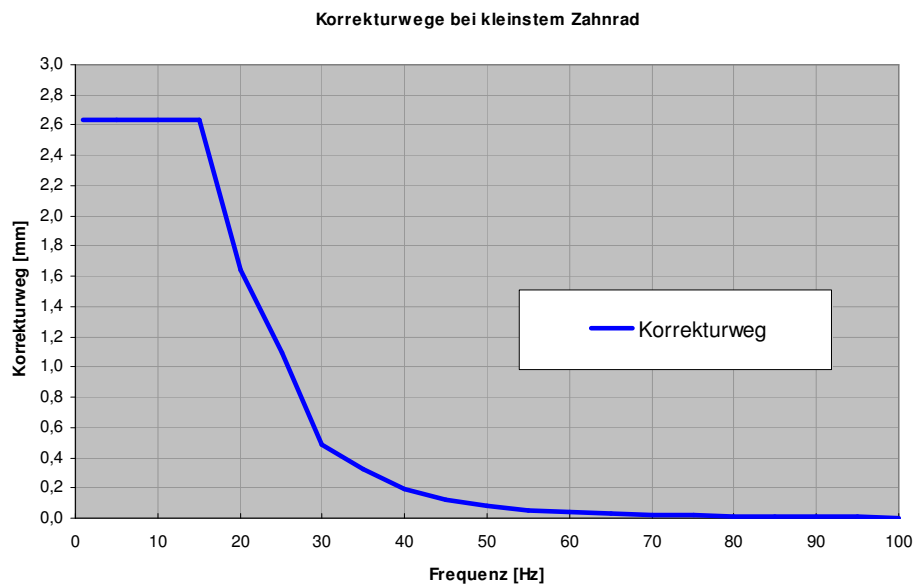


Abb. 15 Korrekturwege beim Kreisbahnbetrieb in Z-Richtung

Da die Korrekturwerte bei Frequenzen über 85 Hz kleiner als 10µm sind wird bei diesen Betriebsfrequenzen der Sensor entlang der Z-Achse nicht mehr bewegt, somit kann die max. Betriebsfrequenz in Z-Richtung auf 170Hz (=2\*85Hz) begrenzt werden.

Somit beträgt die max. Betriebsfrequenz der Anlage 170Hz und nicht wie eingangs angenommen 200Hz.

An dieser Stelle sei vermerkt, dass die errechneten Korrekturwerte in Z-Richtung voraussetzen, dass eine Bewegung durch den Aktuator entlang der Z-Achse direkt auf den Sensor übertragen wird. In der Praxis ist das allerdings nicht der Fall, da sowohl die Schubstange in Z-Richtung je nach Position der X-Achse verkippt sein wird, weiters wird

die genaue Position der Messstelle erst bei der tatsächlichen Konstruktion festgelegt, sollte sich die Messstelle nicht im Achsenschnittpunkt der Schubstangen befinden, ist hier ebenfalls eine Korrekturberechnung notwendig. Somit können die tatsächlich im Betrieb erforderlichen Korrekturwerte leicht von den hier errechneten Werten abweichen.

## 2.3 Auflistung Aktuatoren

Zur Positionierung des Sensors in X- sowie Z-Richtung sind Aktuatoren die eine Linearbewegung erzeugen notwendig. Anbei folgt eine Auflistung möglicher Aktuatoren unter dem Gesichtspunkt der technischen Machbarkeit, hierbei müssen in erster Linie die Faktoren Positionier- und Wiederholgenauigkeit, die Erzeugung von elektromagnetischen Störfeldern, sowie die Möglichkeit der sinusförmigen Bewegung bis zu einer Frequenz von 170Hz beachtet werden.

### 2.3.1 Elektrischer Antrieb - in Linearbewegung umgesetzte Drehbewegung

Elektrische Antriebe sind die in der Industrie am häufigsten eingesetzten Aktuatoren. In einem Großteil der Anwendungen wird die elektrische Energie hierbei in eine mechanische Drehbewegung umgewandelt (klassischer Elektromotor). Da für diese Anwendung eine Linearbewegung erforderlich ist, muss die Drehbewegung des Elektromotors in eine Linearbewegung umgewandelt werden. Zur Umsetzung der Drehbewegung kommen Zahnriemenachsen oder Spindelachsen in Frage, des Weiteren kann die Drehbewegung mittels Zahnstangen in eine Drehbewegung umgesetzt werden.



Abb. 16 Zahnriemenachse<sup>4</sup>



Abb. 17 Spindelachse<sup>5</sup>



Abb. 18 Zahnstangenantrieb<sup>6</sup>

#### 2.3.1.1 Ausführungsmerkmale

- Kompakte Bauform des Motors, allerdings Zwischenstufe zur Erzeugung der Linearbewegung erforderlich, durch die Zwischenstufe wird die Positionier- und Wiederholgenauigkeit verschlechtert.

<sup>4</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: Zahnriemenachsen DGE; Fa. Festo GesmbH, 2008/10

<sup>5</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: Spindelachsen EGC-BS-KF, mit Kugelumlaufführung; Fa. Festo GesmbH, 2008/10

<sup>6</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: Zahnstangen-Lineareinheiten, Profil Lineareinheiten SQ-II ZST; Fa. RK Rose+Krieger GmbH

- Verhältnismäßig geringe Kosten des Antriebs, allerdings ist ein teures elektrisches Leistungsteil und eine Umsetzungsstufe von Rotations- in Linearbewegung erforderlich
- Geringe Kosten im Betrieb gegenüber Hydraulik und Pneumatik
- Geringe Empfindlichkeit gegenüber Querkraften bei Ausführungen als Achseinheiten wie auf den drei Abbildungen dargestellt.

### 2.3.1.2 Ausschlussgründe in Linearbewegung umgesetzte Drehbewegung

- Von Elektromotoren werden im Betrieb Magnetfelder erzeugt, die die Messung am Sensor beeinflussen können, seitens der Hersteller können über die Stärke der im Betrieb auftretenden Magnetfelder keine verbindlichen Angaben gemacht werden.
- Das Erreichen der geforderten Positionier- sowie Wiederholgenauigkeit von  $\pm 10\mu\text{m}$  kann mittels keiner der möglichen Zwischenstufen erreicht werden, mit Spindelachsen und Zahnstangenantrieben können Positioniergenauigkeiten von max.  $\pm 15\mu\text{m}$  erreicht werden.
- Varianten sind nicht für einen sinusförmigen Betrieb von bis zu 170Hz geeignet.

### 2.3.2 Elektrischer Antrieb - direkte Linearbewegung

Bei einem Großteil ihrer Anwendungen erzeugen elektrische Antriebe eine Rotationsbewegung, es sind aber auch Ausführungsvarianten verfügbar, die ohne Umsetzung der Drehbewegung direkt eine Linearbewegung erzeugen, sogenannte Linearmotoren. Analog zu rotierenden elektrischen Antrieben wird auch bei Linearmotoren elektrische Energie in mechanische Energie umgewandelt. Für den Prüfstand kommt als Ausführungsvariante ein permanenterregter Synchron-Linearmotor in Frage.



Abb. 19 Linearmotor<sup>7</sup>

<sup>7</sup>

Vgl.: Technisches Datenblatt: DTL, Die neuen Synchron-Linear-Motoren; Fa. Bob Bobolowski GmbH, 2005



### 2.3.2.1 Ausführungsmerkmale

- Kompakte Bauform
- Geringe Kosten des Antrieb, allerdings ist ein teures Leistungsteil erforderlich
- Geringe Kosten im Betrieb gegenüber Hydraulik und Pneumatik
- Hohe Empfindlichkeit des Motors auf Querkräfte macht Führung erforderlich
- Hohe Beschleunigungen sind nur mit sehr kleinen Zusatzmassen möglich

### 2.3.2.2 Ausschlussgründe Linearmotor

- Beim Betrieb von Linearmotoren entstehen elektromagnetische Felder, die die Messung am Sensor beeinflussen könnten
- Das Erreichen der geforderten Positioniergenauigkeit von  $\pm 10\mu\text{m}$  kann von keinem Lieferanten verbindlich zugesagt werden.

### 2.3.3 Elektromagnetische Shaker

Als weitere Variante kommen elektromagnetische Shaker in Frage. Diese Aktuatoren arbeiten nach dem Tauchspulenprinzip und sind auf dem Gebiet der Schwingungsprüfung bewährte Aktuatoren. Sie zeichnen sich vor allem durch ihre ausgesprochen hohen Betriebsfrequenzen aus.



Abb. 20 Elektromagnetischer Shaker<sup>8</sup>

#### 2.3.3.1 Ausführungsmerkmale

- geeignet für sehr hohe sinusförmige Anregung
- Hohe Anschaffungskosten (Gerät inkl. Ansteuerteil)
- Nulllageregelung über Ansteuerstrom sehr schwierig
- Nur für sehr kleine Zusatzmassen geeignet

<sup>8</sup>

Vgl.: Technisches Datenblatt: Schwingprüfanlage TV51144; Fa. Tira Umweltsimulation GmbH

- Sehr empfindlich gegenüber Querkraften (Führung erforderlich)
- geringe Kosten im Betrieb gegenüber Hydraulik und Pneumatik

### 2.3.3.2 Ausschlussgründe elektromagnetische Shaker

- Beim Betrieb von Shakern entstehen elektromagnetische Felder, die die Messung am Sensor beeinflussen können
- Die geforderte Positionier- und Wiederholgenauigkeit von  $\pm 10\mu\text{m}$  kann nicht erreicht werden (Auflösung Ansteuerstrom)

### 2.3.4 Pneumatische Systeme

Pneumatische Systeme arbeiten mittels Druckluft, die Energie des Betriebsfluids wird hierbei in eine Dreh- oder wahlweise Linearbewegung umgewandelt. Der Aufbau von pneumatischen Lineareinheiten ist dem Aufbau von doppelwirkenden Pneumatikzylindern sehr ähnlich. Neben der Ansteuerung mit Schaltventilen (diskretes Verhalten, keine Positionen zwischen den einzelnen Schaltstellungen möglich) kann eine Ansteuerung auch über Servoproportional- u. Servopneumatikventile erfolgen, das sind Stetigventile, die auch Positionen zwischen den einzelnen Schaltstellungen einnehmen können. Somit ist es möglich, die Verfahrgeschwindigkeit der Einheit zu beeinflussen.

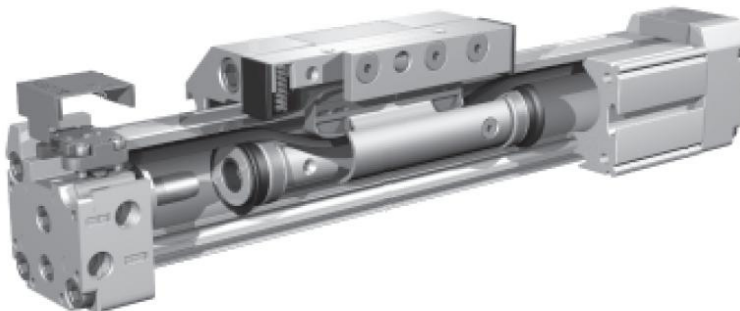


Abb. 21 Servopneumatisches System<sup>9</sup>

#### 2.3.4.1 Ausführungsmerkmale

- Geringe Anschaffungskosten im Vergleich zu elektrischen Systemen
- Hohe Kosten im Betrieb gegenüber elektrischen Systemen (Druckluftnetz erforderlich). Der Gesamtwirkungsgrad pneumatischer Systeme liegt im Regelfall unter 10%
- Aufgrund der hohen Kompressibilität von Luft sind Pneumatiksysteme immer weniger steif und somit auch weniger dynamisch als etwa hydraulische Systeme
- Ruckfreie Bewegungen bei kleinen Massen sind sehr schwierig zu realisieren.

<sup>9</sup>

Vgl.: Technisches Datenblatt: Linearantriebe DGP/DGPL; Fa. Festo GesmbH, 2008/10

- Wenig empfindlich gegenüber Querkraften als Ausführung einer servopneumatischen Achse wie in obiger Abbildung dargestellt.

#### **2.3.4.2 Ausschlussgründe pneumatische Systeme**

- Die erreichbare Positioniergenauigkeit pneumatischer Systeme liegt bei weitem über den geforderten  $\pm 10\mu\text{m}$
- Die max. erzielbaren Beschleunigungen liegen bei servopneumatischen Systemen bei etwa  $30\text{m/s}^2$  (in diesem Fall gefordert:  $20g = 196,2\text{m/s}^2$ )
- Variante ist nicht für eine sinusförmige Anregung mit einer Frequenz von bis zu  $170\text{Hz}$  geeignet.

#### **2.3.5 Hydraulische Systeme**

Hydraulische Systeme arbeiten mit einem flüssigen Druckmedium, im Regelfall ist dieses Medium Hydrauliköl auf Mineralölbasis, in Sonderfällen kommen auch andere Betriebsmedien wie etwa Wasser zum Einsatz, diese Anwendungsfälle haben aber nur eine untergeordnete Bedeutung. Analog zu pneumatischen Systemen wird die Energie des Betriebsfluids in eine Linear- oder Drehbewegung umgewandelt. Der wesentlichste Unterschied zur Pneumatik liegt in der weitaus geringeren Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit. Somit ist bei gleichem Bauraum die Übertragung von größeren Kräften möglich, weiters eignen sich hydraulische Systeme besser für Positionieraufgaben. Neben der Schalthydraulik (diskretes Schaltverhalten der Ventile) gibt es weiters die Untergruppen der Proportional-, Regel- und Servohydraulik, hierbei handelt es sich um Systeme mit Stetigventilen. Mit Hilfe solcher Ventile können auch Positionen zwischen den einzelnen Schaltstellungen eingenommen werden, was eine Positionierung mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten ermöglicht.

##### **2.3.5.1 Ausführungsmerkmale**

- Anschaffungskosten sind stark von der Ausführungsvariante abhängig (eingesetzte Ventile und somit Anforderungen an das Betriebsmedium, erforderlicher Systemdruck (Kraft))
- Hohe Kosten im Betrieb gegenüber elektrischen Systemen
- mit entsprechenden Ventilen für sehr hohe Frequenzen geeignet
- erzeugt im Gegensatz zu elektrischen Systemen keine elektromagnetischen Störfelder (Störfelder verursacht an den Hydraulikventilen sind vernachlässigbar klein)
- Höherer Wartungsaufwand gegenüber elektrischen Systemen
- Betriebsfluid (in der Regel Drucköl) muss mittels eines Hydraulikaggregates erzeugt werden.
- Bei sehr kleinem Bauraum können sehr hohe Kräfte erzeugt werden.

## 2.4 Endscheidungsfindung

Die Kombination der Prüfstandsspezifikationen hinsichtlich Positionier- und Wiederholgenauigkeit, geforderte Beschleunigung sowie das empfindliche Verhalten der Drehwinkelsensoren gegenüber elektromagnetischen Störfeldern lässt eine Vielzahl der ursprünglich angedachten Varianten schon sehr früh ausscheiden. Bei allen elektrischen sowie pneumatischen Ausführungsvarianten finden sich Ausschlussgründe, aufgrund derer eine Realisierung der gestellten Anforderungen nach Kapitel 1.3.4 nicht möglich ist. Die Hydraulikvariante weist als einzige keine Ausschlussgründe auf. Aus diesem Grund wird die Entscheidung getroffen, die Prüfeinrichtung mit einem hydraulischen System zu realisieren. Mit welcher Ausführung des Hydrauliksystems, ob als Proportional- Regel- oder Servohydrauliksystem die Aufgabe gelöst werden soll, wird im Zuge der Kapitel 3 und 4 ermittelt.

## 2.5 Prinzipieller Aufbau der Prüfeinrichtung

Wie in den vorangegangenen Abschnitten beschrieben, sind zwei Aktuatoren zur Positionierung des Sensors notwendig. Um das Geberrad mit  $\pm 8000\text{rpm}$  betreiben zu können ist ein Antrieb notwendig, hier kann ein elektrischer Antrieb gewählt werden, wenn dieser unter der Montageplatte verbaut wird und sich somit in einiger Entfernung zum Sensor befindet und aufgrund der Montageplatte gut vom Sensor und damit von der Messstelle abgeschirmt ist. Folgende Abbildung zeigt den prinzipiellen Aufbau der Anlage mit dem Antrieb für das Geberrad sowie den beiden Aktuatoren in X- und Z-Richtung.

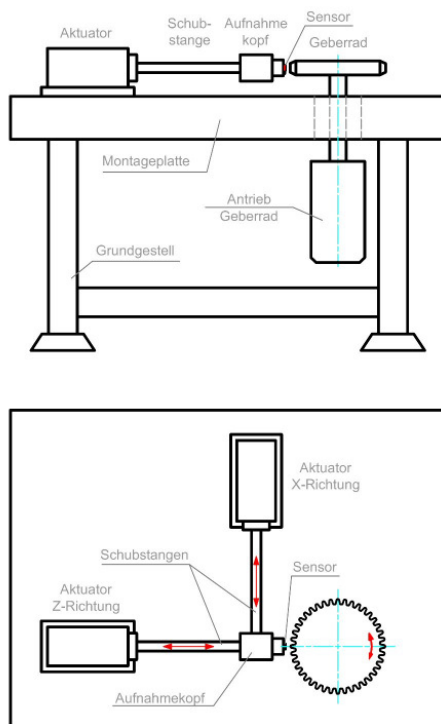


Abb. 22 Aufbau der Prüfanlage

## **3 Hydraulik - Allgemeiner Teil**

Wie unter Kapitel 2.4 erläutert soll die Positionierung des Sensors am Prüfstand mit Hilfe eines hydraulischen Systems realisiert werden. Im Bereich der Hydraulik gibt es allerdings eine Vielzahl an Ausführungsmöglichkeiten. Um sich bei der Vielzahl der angebotenen Möglichkeiten für die geeignete Ausführungsvariante entscheiden zu können sind anbei einige hydraulische Grundlagen angeführt, weiters wird auf Hydraulikflüssigkeiten, Verunreinigungen von Hydraulikflüssigkeiten sowie die Filtration von Hydraulikflüssigkeiten näher eingegangen. Diesen drei Thematiken wird besondere Aufmerksamkeit gewidmet, da es in unserem Betrieb bei vorangegangenen Projekten bei denen Proportional- u. Servohydraulikkomponenten zum Einsatz gekommen sind, immer wieder zu groben Problemen aufgrund von Verschmutzungen des Betriebsfluids gekommen ist. Aufgrund von verschmutzten Hydrauliköl ist es zu erhöhten Wartungs- und Reparaturkosten sowie damit verbundenen langen Maschinenstillstandszeiten gekommen, des Weiteren waren Verschmutzungen für vorzeitige Ausfälle und somit für hohe Ersatzteilkosten verantwortlich.

### **3.1 Grundlagen Hydraulik**

Prinzipiell versteht man unter dem Begriff Hydraulik die Energie und Signalübertragungen mit Hilfe von Druckflüssigkeiten. Hydraulische Systeme können sich aber in Ihrem Aufbau und in ihrer Funktion sowie durch die eingesetzten Komponenten und der mit den eingesetzten Komponenten verbundenen Anforderungen an das Betriebsfluid sehr stark voneinander unterscheiden. Anbei werden einige wichtige Grundinformationen der Hydraulik sowie den einzelnen Bereichen der Hydraulik (Schalt-, Proportional- Regel- und Servohydraulik) mit ihren Ausführungsmerkmalen und charakteristischen Größen näher beschreiben.

#### **3.1.1 Unterteilung hydraulischer Systeme**

Wie das nachfolgende Bild zeigt, kann prinzipiell jede hydraulische Anwendung in einen von vier grundlegenden Bereichen eingeordnet werden. In der Literatur findet für diese vier Bereiche zumeist der Begriff „vier Quadranten“ Verwendung.

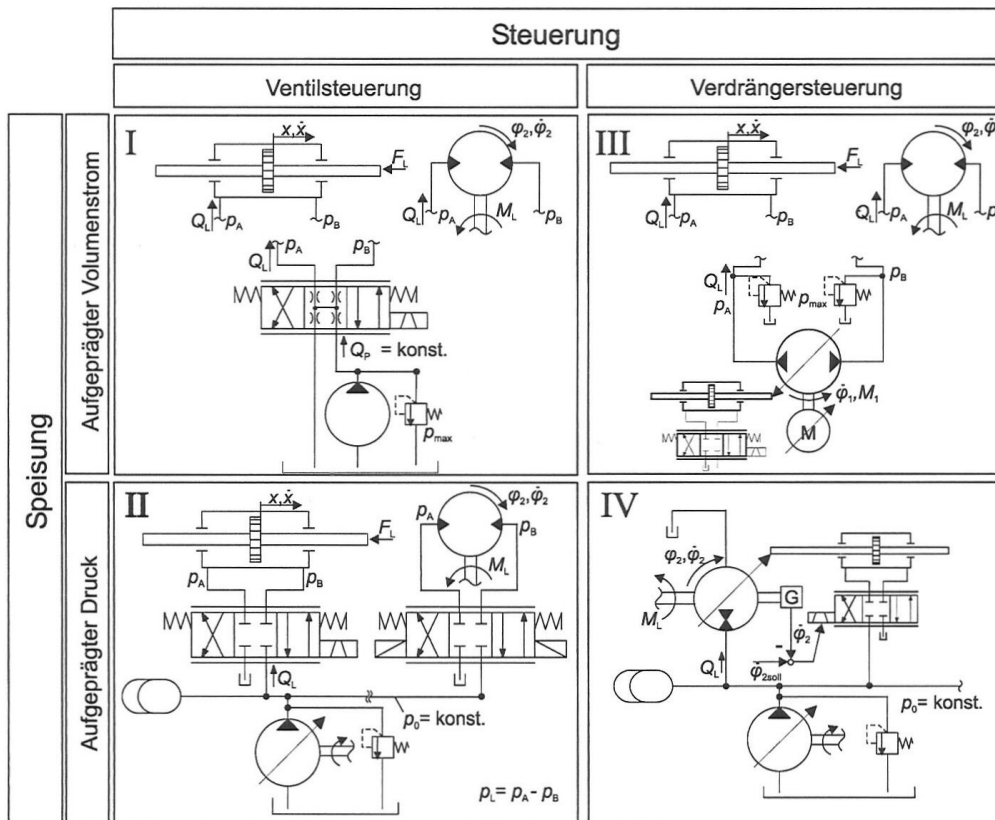


Abb. 23 Systematik hydraulischer Antriebe<sup>10</sup>

Man unterscheidet in erster Linie zwischen Ventilsteuerungen und Verdrängersteuerungen. Bei den Ventilsteuerungen (Quadrant I und II) übernimmt ein Ventil im Leistungsteil die Steuerung bzw. ist in weiterer Folge ein Teil der Regelung, während bei den Verdrängersteuerungen (Quadrant III und IV) das Verdrängervolumen beeinflusst werden kann. Weiters unterscheidet man in der Art der Speisung, hier kann entweder der Volumenstrom oder der Druck des Betriebsfluids die bestimmende Größe sein. Ventilsteuerungen zeichnen sich durch eine hohe Dynamik aus und sind in der Realisierung sehr günstig, haben allerdings einen schlechteren Wirkungsgrad, während Verdrängersteuerungen zwar einen guten Wirkungsgrad aber ein schlechtes Zeitverhalten aufweisen. Vor allem bei kleineren Leistungen im Bereich bis etwa 50kW kommen vorwiegend Ventilsteuerungen mit aufgeprägtem Druck (Quadrant II) zum Einsatz. Da für den geplanten Prüfstand nur eine Ventilsteuerung mit aufgeprägtem Druck in Frage kommt, werden in weiterer Folge nur Steuerungen behandelt, die unter die Kategorie der Ventilsteuerung, oder auch Widerstandssteuerungen genannt, fallen.

<sup>10</sup>

Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe

### 3.1.2 Stetigventile

Prinzipiell unterscheidet man in der Hydraulik zwischen Schaltventilen und Stetigventilen. Bei Schaltventilen handelt es sich um Ventile mit diskretem Verhalten, das bedeutet, dass mit diesen Ventilen keine Positionen zwischen den einzelnen Ventilstellungen eingenommen werden können, man spricht hier auch oftmals von Ventilen mit binärem Verhalten, bzw. von der sogenannten Schwarz-Weiss Hydraulik. Bei Stetigventilen kann die Ausgangsgröße jede beliebige Position zwischen den einzelnen Schaltstellungen annehmen. Die Ausgangsgröße steht immer in Zusammenhang mit der Eingangsgröße. Bei Stetigventilen kann eine erste grobe Unterteilung in die drei Bereiche Wegeventile, Druckventile und Volumenstromventile vorgenommen werden. Zumeist werden Stetigventile in Form von elektrohydraulischen Umformern eingesetzt. Somit können die Vorteile der Elektrik hinsichtlich Steuerungs- und Regelungsverhalten in Kombination mit dem hydraulischen Leistungsteil genutzt werden.

In der Industrie finden Wegeventile die häufigste Verwendung. Wegeventile sind Stetigventile, bei denen die Stellung des Steuerschiebers proportional dem Eingangssignal ist. Stetigventile werden im Regelfall mit elektrischen Signalen angesteuert, nur in Einzelfällen werden pneumatische Ansteuersignale verwendet. Hierfür können eine Vielzahl an elektromechanischen Umformern Verwendung finden. Prinzipiell wird mit jedem elektromechanischen Umformer eine Kraft und/oder ein Weg erzeugt, der die hydraulische Leistungsstufe verändert. Die hydraulische Leistungsstufe wird hierbei entweder direkt durch den elektromechanischen Umformer oder bei hoher Leistungsverstärkung indirekt über eine oder mehrere Zwischenstufen betätigt. Bei der Benennung der Stufenanzahl eines Ventils werden hierbei lediglich die hydraulischen Stufen gezählt.

Anbei sind die am häufigsten eingesetzten elektromechanischen Umformer mit ihren charakteristischen Größen abgebildet.

elektrom. Wandler	Schaltmagnet	Proportionalmagnet	Tauchspule
Ausführungsbeispiel			
Kennfeldcharakteristik			
erreichbare Hübe Maximalkräfte Hubarbeit Hubarbeit / Bauvolumen Hysteresis Linearität erreichbare Dynamik Eingangsleistung Bauaufwand Druckfestigkeit Bemerkung	3...8,5 mm 55...220 N 75...850 Nmm 2,1...3,8 Nmm/cm³ k. A. Korrekturregelung erf. k. A. 16...42 W ohne Regelung gering Standardausführung unüblich für Stetigventile	2...4,5 mm 45...200 N 70...800 Nmm 1,3...3,5 Nmm / cm³ gesteuert < 4 % gut < 200 Hz 15...40 W mäßig (Steuerkonus) Standardausführung kein fail-safe	> 2 mm > ± 100 N > 300 Nmm ca. 1,2 Nmm/cm³ gut auch gesteuert gut typ. 350 Hz < 100 W teurer Permanentmagnet druckfester Stecker erf. geringe Kraftdichte
elektrom. Wandler	Linearmotor	Torquemotor	piezoel. Wandler
Ausführungsbeispiel			
Kennfeldcharakteristik			
erreichbare Hübe Maximalkräfte Hubarbeit Hubarbeit / Bauvolumen Hysteresis Linearität erreichbare Dynamik Eingangsleistung Bauaufwand Druckfestigkeit Bemerkung	0,7...2 mm ± 100...± 300 N 140...780 Nmm 1,5...2,5 Nmm/cm³ k. A. ohne Regelung mäßig ca. 260 Hz 7,2...65 W teure Permanentmagnete ja	< 0,1 mm < 100 mm 2...40 Nmm k. A. gut gut 100...800 Hz 0,02...4 W teure Permanentmagnete ja	< 0,18   < 0,2   < 1 mm 3500   35   50 N > 400   7   50 Nmm ca. 5   0,25   1 Nmm/cm³ nur mit Regelung gering nur mit Regelung gut > 2000   1100   100 Hz typ. 50 W hoch (präzise Teile erf.) k. A. teuer und (a) baut lang

Abb. 24 Elektromechanische Umformer<sup>11</sup>

### 3.1.2.1 Schaltmagnet

Schaltmagneten bestehen aus einer stromdurchflossenen Spule, sowie einem Eisenkern und einem Anker. Wird die Spule vom Strom durchflossen, wirken Magnetkräfte auf den Anker. Schaltmagneten werden im Regelfall für Ventile mit diskretem Schaltverhalten und nicht für Stetigventile verwendet.

<sup>11</sup>

Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe



### **3.1.2.2 Proportionalmagnet**

Der Proportionalmagnet ist eine Weiterentwicklung des Schaltmagneten, mittels der veränderbaren elektrischen Ansteuerung kann ein dynamisches Verhalten erzielt werden. Nachteilig hierbei ist, dass der Magnet nur Kräfte in eine Richtung erzeugt, und somit immer gegen eine Feder für die Rückstellung gearbeitet werden muss. Weiters benötigt der Proportionalmagnet eine vergleichsweise hohe Ansteuerleistung.

### **3.1.2.3 Tauchspule**

Tauchspulen arbeiten nach dem elektrodynamischen Prinzip. Auf einen stromdurchflossenen Leiter wird in einem Magnetfeld je nach Richtung und Betrag des Stromes eine Kraft ausgeübt. Das magnetische Feld wird durch einen Permanentmagneten erzeugt. Die Tauchspule wird durch Federn in der Mittelstellung zentriert. Vorteile sind die gute Dynamik durch die geringe bewegte Masse gegenüber einem Proportionalmagneten und die Möglichkeit, je nach Stromrichtung Zug- oder Druckkräfte ausüben zu können.<sup>12</sup>

### **3.1.2.4 Linearmotor**

Bei der Betätigung von Stetigventilen finden Linearmotoren in der Form von permanenterregten Differenzialmotoren Verwendung. Hierbei sind die Permanentmagnete so angeordnet, dass der Anker im stromlosen Zustand in der Nullstellung gehalten wird. Wenn sich der Anker aus seiner Nullposition bewegt, verändert sich das Kräftegleichgewicht am Anker, so muss sich dieser gegen die Federn bewegen, mit denen er in seiner Nulllage gehalten wird. Das Permanentmagnetfeld wird von dem Magnetfeld beeinflusst, das in der Spule aufgrund des Ansteuerstromes erzeugt wird. Somit wird das Magnetfeld verstimmt, was wiederum eine Auslenkung des Ankers zur Folge hat. Linearmotoren finden vor allem bei der direkten Ansteuerung von Ventilschiebern Verwendung.

### **3.1.2.5 Torquemotor**

Der Torquemotor ist in der Lage ein sehr kleines Steuersignal in eine proportionale mechanische Bewegung umzuwandeln und verfügt zudem über ein ausgesprochen gutes dynamisches Verhalten. Torquemotoren können auch zur direkten Ansteuerung von Ventilschiebern verwendet werden, zumeist finden sie aber wie anbei abgebildet in Kombination mit einer Düsen-Prallplatten-Vorsteuerstufe Verwendung. Weiters ist der abgebildete Torquemotor mit justierbaren Polschrauben ausgestattet.

---

<sup>12</sup>

Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe

Bei Torquemotoren, oder auch Steuermotoren genannten Aktoren handelt es sich um permanentenerregte Motoren. Vom Prinzip her handelt es sich um zwei Spulen auf einem drehfedergelagerten Anker dessen Enden sich in einem Permanentmagnetfeld befinden.

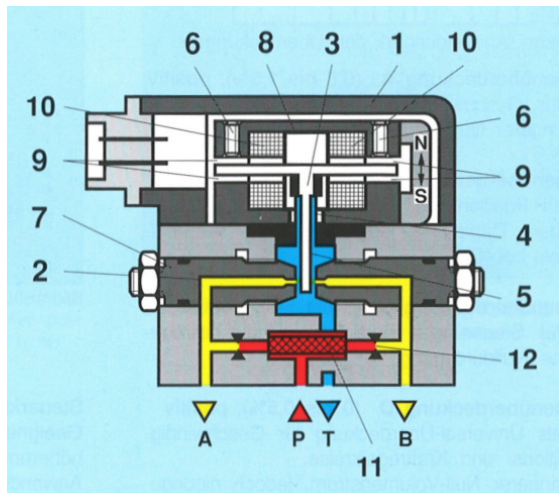


Abb. 25 Torquemotor mit Prallplatte<sup>13</sup>

Funktionsbeschreibung: Der Anker (3) aus magnetisch weichem Material ist an einem dünnwandigen, elastischen Rohr (4) federnd befestigt. Dieses Rohr führt gleichzeitig die Prallplatte (5) und dichtet den Steuermotor (1) gegenüber dem Hydraulikteil ab. Mit den Polschrauben (6) können die Abstände zwischen dem Anker (3) und der oberen Polplatte (8) justiert werden. Bei gleich großen Abständen und ohne elektrisches Ansteuersignal ist der magnetische Fluss in den vier Spalten (9) gleich groß. Wird den Spulen (10) ein elektrisches Ansteuersignal gegeben, so wird der Anker (3) ausgelenkt. Mit dem Anker (3) wird gleichzeitig die Prallplatte (5) ausgelenkt. Das durch den Steuerstrom im Anker (3) erzeugte Moment verhält sich proportional zum elektrischen Eingangssignal und ist bei abgeschaltetem Steuerstrom gleich Null. Dabei werden der Anker und die Prallplatte durch das Rohr (4) in Mittelstellung gehalten.<sup>14</sup>

Der Aufbau von Torquemotoren ist im Vergleich zu Proportionalmotoren sehr aufwendig, aus diesem Grund finden Torquemotoren nur in hochwertigen Ventilen Verwendung.

### 3.1.2.6 Piezoelektrische Wandler

Diese Wandler machen sich den piezoelektrischen Effekt zu Nutze. Der Piezoeffekt beschreibt die Ladungsverschiebung innerhalb eines ferromagnetischen Werkstoffes beim Anlegen einer mechanischen Spannung. Die Umkehrung dieses Effektes kann zur Betätigung von Ventilen genutzt werden. So verformt sich ein Piezoelement infolge angelegter Spannung. Mittels piezoelektrischen Wandlern lassen sich sehr hohe Dynamiken erzielen, allerdings ist der Hub dieser Elemente sehr begrenzt, aus diesem Grund finden piezoelektrische Wandler zur Betätigung von Ventilen (noch) so gut wie keine Verwendung.

<sup>13</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

<sup>14</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

### 3.1.2.7 Hydraulische Vorsteuerstufe

Zur Umsetzung des mechanischen Ausgangssignals von elektromechanischen Umformern in ein hydraulisches Ausgangssignal werden zwei physikalische Prinzipien genutzt, die Drosselung des Ölstromes über veränderbare mechanische Widerstände sowie die Umwandlung von kinetischer Energie eines Ölstromes in Druck. Mit den folglich beschriebenen drei Bauformen wird ein Großteil aller Ventile betätigt.

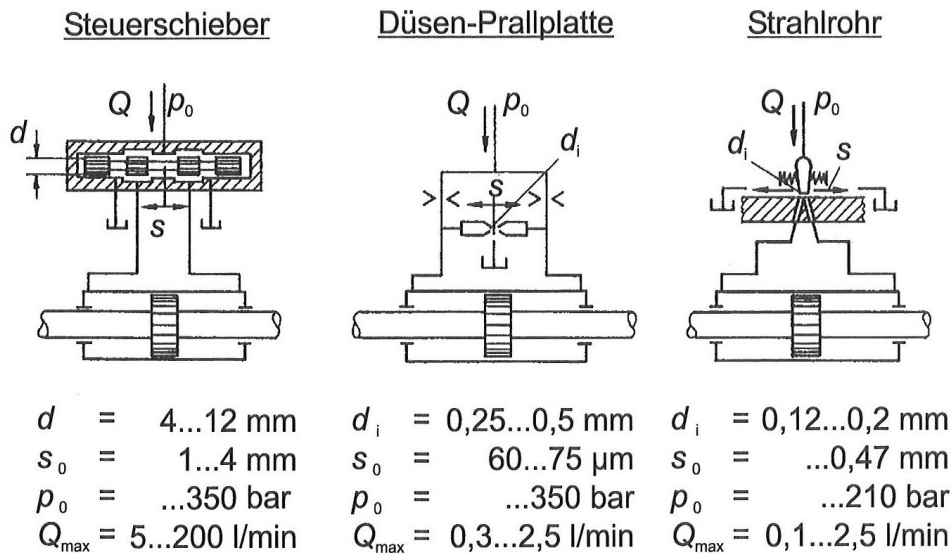


Abb. 26 Mechanisch-hydraulische Umformer<sup>15</sup>

#### Steuerschieber:

Beim Steuerschieber handelt es sich um eine Drosselsteuerung, die auf der Veränderung von vier mechanischen Widerständen beruht. Gegenüber Torquemotoren weisen Steuerschieber aufgrund ihrer vielfach höheren Masse ein schlechteres dynamisches Verhalten auf. Die gängigste Ausführungsvariante des Steuerschiebers ist der Längsschieber, in Ausnahmefällen kommen auch Dreh- oder Flachschieber zum Einsatz.

#### Düsen-Prallplatte:

Bei Düsen-Prallplatten Systemen handelt es sich um sogenannte Vierkantensteuerungen, es gibt insgesamt vier Systemwiderstände, von denen zwei unveränderlich sind und sich zwei Widerstände gegenläufig verändern. Die beiden im Gegensinn veränderlichen Widerstände werden hierbei durch zwei Düsen und eine Prallplatte gebildet. Durch die Auslenkung der Prallplatte wird hierbei der Staudruck der Düsen geändert. Steigt der Staudruck an der einen Düse fällt der Staudruck an der zweiten Düse und umgekehrt. Die Lastdruckdifferenz, die durch die Auslenkung der Prallplatte erzeugt wird, ist für die Bewegung des Schiebers verantwortlich.

<sup>15</sup>

Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe

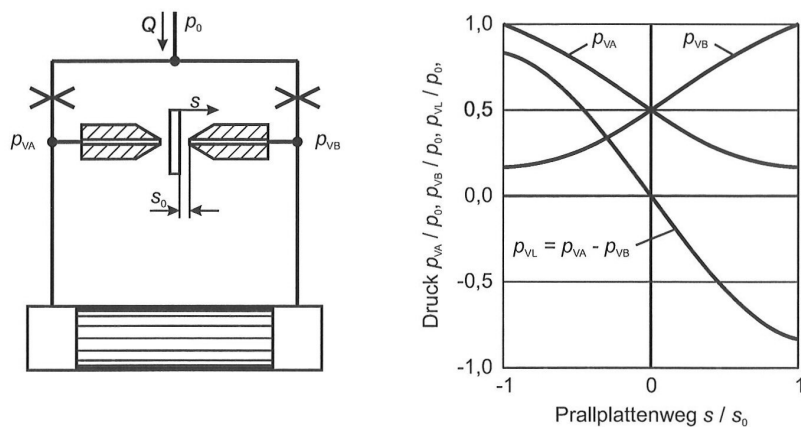


Abb. 27 Düsen-Prallplatte System<sup>16</sup>

### Strahlrohr:

Das Strahlrohrprinzip beruht auf der Umwandlung von kinetischer Energie in statischen Druck. Durch die Düse baut sich an der Strahlplatte ein Staudruck auf, durch ein Auslenken des Strahlrohres baut sich in den Steuerbohrungen ein unterschiedlicher Staudruck auf, mit dessen Hilfe die nächste Ventilstufe angesteuert werden kann. Das Strahlrohrprinzip weist um den Mittelpunkt eine gute Linearität auf. Gegenüber Düse-Prallplatten Systemen ist das Strahlrohrprinzip weniger schmutzempfindlich, aber dafür auch weniger dynamisch.

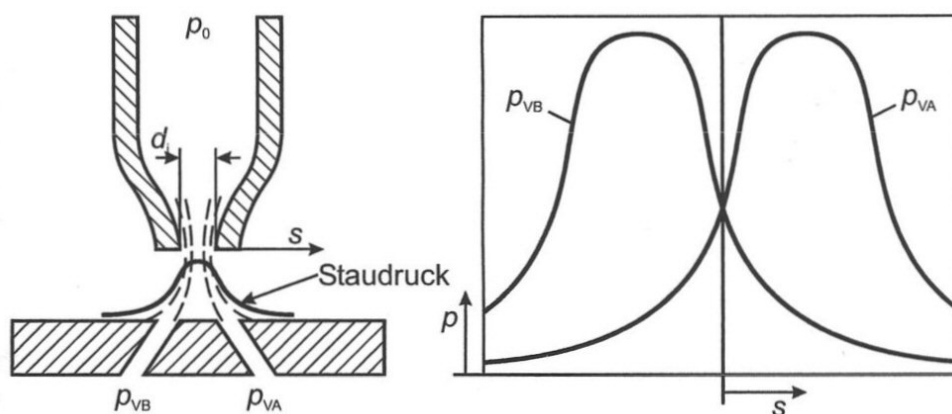


Abb. 28 Strahlrohrprinzip<sup>17</sup>

### 3.1.2.8 Hydraulische Hauptstufe

Als Hydraulische Hauptstufen finden in Stetigventilen überwiegend Längsschieber Verwendung, nur in Einzelfällen finden andere Typen wie etwa Drehschieber Verwendung. Der tatsächliche Aufbau der Ventile ist davon abhängig, um welche Type von Stetigventilen es sich handelt, es wird zwischen Proportional-, Regel- und Servoventilen unterschieden. Um eine Unterteilung in diese Ventilgruppen vornehmen zu können werden folgend die wichtigsten Kenngrößen von Stetigventilen erläutert.

<sup>16</sup>

Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe

<sup>17</sup>

Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe

### 3.1.3 Kenngrößen von Stetigventilen

Zur Beschreibung von Stetigventilen finden eine Vielzahl von Kenngrößen Verwendung. Anbei werden die wichtigsten statischen und dynamischen Kenngrößen, die zur Beurteilung und zur Auswahl von Stetigventilen notwendig sind näher beschrieben.

#### 3.1.3.1 Volumenstrom

Der Nenn-Volumenstrom eines Stetigventils ist die wichtigste statische Kenngröße des Ventils. Der Nenn-Volumenstrom ist immer bezogen auf die Vollaussteuerung des Ventils, und gibt die Durchflussmenge für einen bestimmten Versorgungsdruck bei kurzgeschlossenen Arbeitsanschlüssen an. Bei Servoventilen ist dieser Versorgungsdruck meist 70 bar, während bei Proportionalventilen der Durchfluss meist bei einem Versorgungsdruck von 10 bar angegeben wird. Bei teilweiser Aussteuerung ändert sich der Volumenstrom proportional zum Aufsteuerungsverhältnis.

Der maximale Volumenstrom bei einem Versorgungsdruck  $p_0$  kann mittels folgender Formel ermittelt werden, für ein unbelastetes Ventil gilt:

$$Q_{0,\max} = Q_{\text{nenn}} * \sqrt{\frac{p_0}{p_{\text{nenn}}}}$$

Formel 11 Maximaler Volumenstrom

$Q_{0,\max}$	maximaler Ventilvolumenstrom bei $p_0$ [ltr/min]
$Q_{\text{nenn}}$	Ventil-Nennvolumenstrom [ltr/min]
$p_0$	Tatsächlicher Versorgungsdruck [bar]
$p_L$	Lastdruck [bar]
$p_{\text{nenn}}$	Ventil Nennversorgungsdruck [bar]

Der Ventilvolumenstrom in Abhängigkeit vom elektrischen Eingangssignal kann mittels einer Volumenstromkennlinie dargestellt werden. Vereinzelt werden solche Volumenstromkennlinien auch als Volumenstrom-Signalfunktion bezeichnet

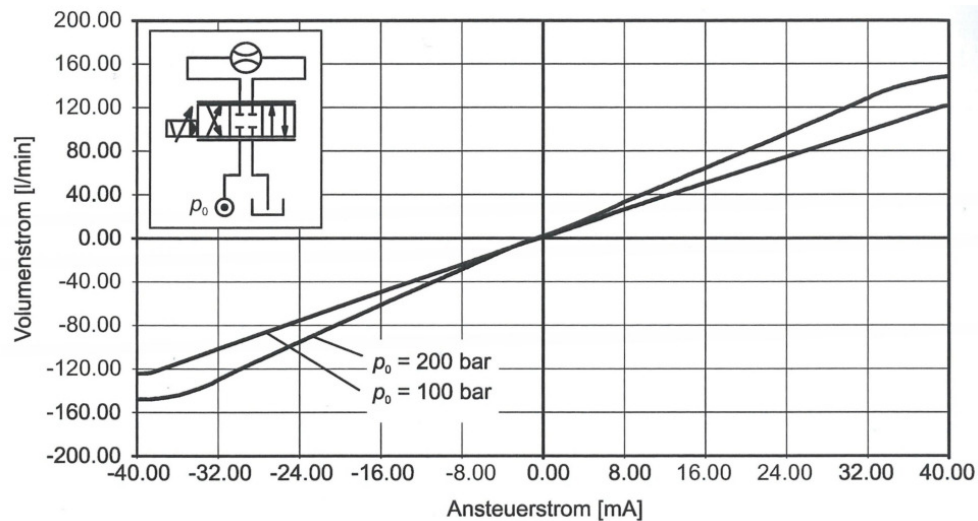


Abb. 29 Volumenstromkennlinie<sup>18</sup>

### 3.1.3.2 Überdeckung

Die Überdeckung gibt bei Steuerelementen in Kolbenform die Überlappung von Kolben zum Gehäuse in Nullstellung an. Die Überdeckung hat einen wesentlichen Einfluss auf den Null-Volumenstrom (=Volumenstrom über das Ventil bei geschlossenen Verbraucheranschlüssen) und beeinflusst auch die Kennlinie des Ventils. Es wird zwischen Nullüberdeckung, positiver und negativer Überdeckung entschieden.

#### Nullüberdeckung

In Nullstellung des Steuerkolbens fließt kein Volumenstrom mit Ausnahme des Leckvolumenstroms (bedingt durch Fertigungstoleranzen zwischen Gehäuse und Schieber). Der Volumenstrom wird bereits bei sehr kleinen Kolbenbewegungen freigegeben, somit ist die Ventilkennlinie (theoretisch) eine Gerade.

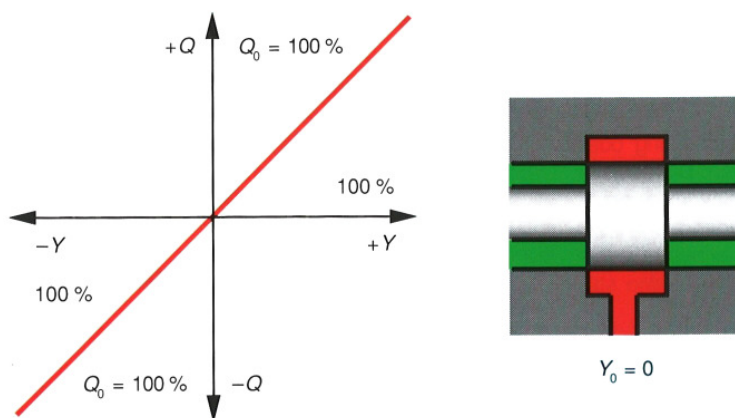


Abb. 30 Nullüberdeckung<sup>19</sup>

<sup>18</sup> Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe

<sup>19</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

### Positive Überdeckung

In Nullstellung und bis zu einer gewissen Aussteuerung des Kolbens fließt kein Volumenstrom (Ausnahme: Leckölvolumenstrom). Zur Freigabe des Volumenstroms ist ein Aussteuern des Kolbens, das größer als die Überdeckung ist, erforderlich.

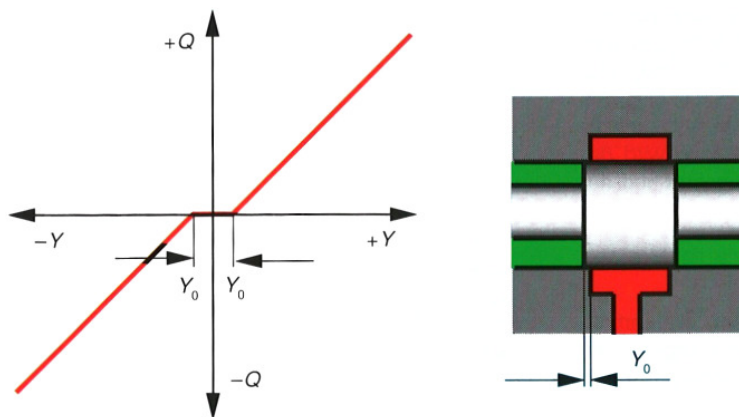


Abb. 31 Positive Überdeckung<sup>20</sup>

### Negative Überdeckung

In Nullstellung des Kolbens fließt zusätzlich zum Leckölvolumenstrom ein ständiger Volumenstrom über beide Steuerkanten. Ein vollständiges unterbinden des Volumenstroms ist auch in Nullstellung nicht möglich.

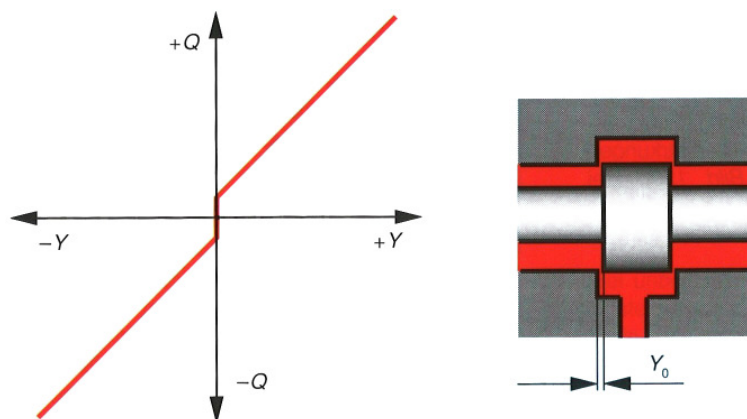


Abb. 32 Negative Überdeckung<sup>21</sup>

<sup>20</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

<sup>21</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

### 3.1.3.3 Hysterese

Als Hysterese versteht man die größte Differenz für ein gleiches Ausgangssignal beim Durchfahren des vollen Signalbereiches, das bedeutet die Differenz beim Hin- und Rückweg, wenn größtmögliches Ausgangssignal erreicht wurde. Hysterese kennwerte werden üblicherweise in Prozent des max. Signalwertes angegeben. Man unterscheidet zwischen positiver (den Wert vergrößernder) und negativer (den Wert verkleinernder) Hysterese.<sup>22</sup>

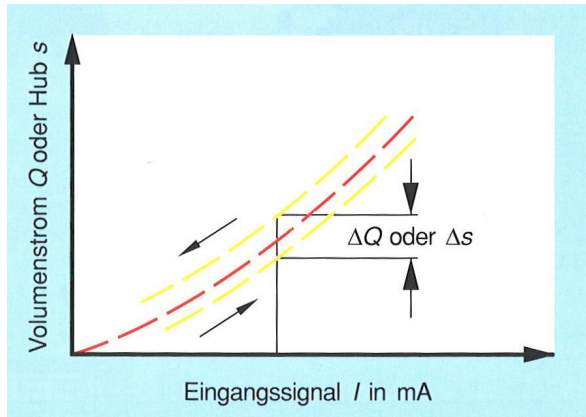


Abb. 33 Hysterese<sup>23</sup>

### 3.1.3.4 Verhalten im Zeitbereich

Für Untersuchungen von Ventilen im Zeitbereich wird üblicherweise die Sprungantwort des Ventils ermittelt. Hierzu werden dem Ventil unterschiedliche Eingangssignale bei unterschiedlichen Systemdrücken vorgegeben und als Ausgangsgröße der Weg des Schiebers ermittelt, der proportional dem Volumenstrom ist.

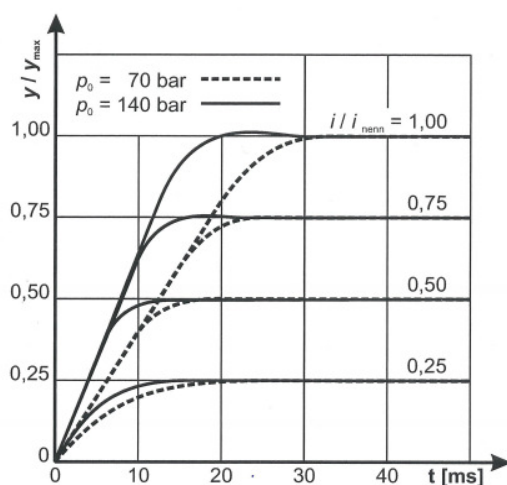


Abb. 34 Sprungantwort eines Stetigventils<sup>24</sup>

<sup>22</sup> Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

<sup>23</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

<sup>24</sup> Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe



### 3.1.3.5 Verhalten im Frequenzbereich

Um das dynamische Verhalten eines Stetigventils zu beschreiben reicht die Angabe der Stellzeit oft nicht aus. Die übliche Art der Untersuchung des dynamischen Ventilhaltens ist das Frequenzgangverfahren. Hierzu wird das Ventil mit einem sinusförmigen Signal erregt und die Reaktion des Ventils aufgezeichnet. Das Antwortsignal des Ventils (Volumenstrom  $Q$ ) ist zwar ebenfalls sinusförmig, hat aber im Vergleich zum Erregersignal eine veränderte Amplitude sowie eine veränderte Phasenlage. Hierbei gilt, je höher die Erregerfrequenz, desto kleiner die Antwortamplitude und desto größer die Phasenverschiebung.

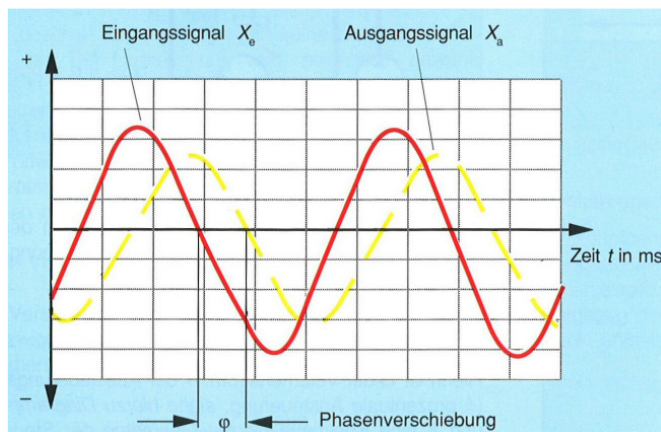


Abb. 35 Frequenzgang Kennlinien<sup>25</sup>

Die Darstellung der Frequenzganguntersuchung erfolgt üblicherweise als Bode-Diagramm. In dieser Darstellung werden das Verhältnis der Ausgangsamplitude zur Eingangsamplitude, dem sogenannte Amplitudengang, sowie das Verhältnis des Ausgangssignals zum Eingangssignal, dem sogenannten Phasengang dargestellt.

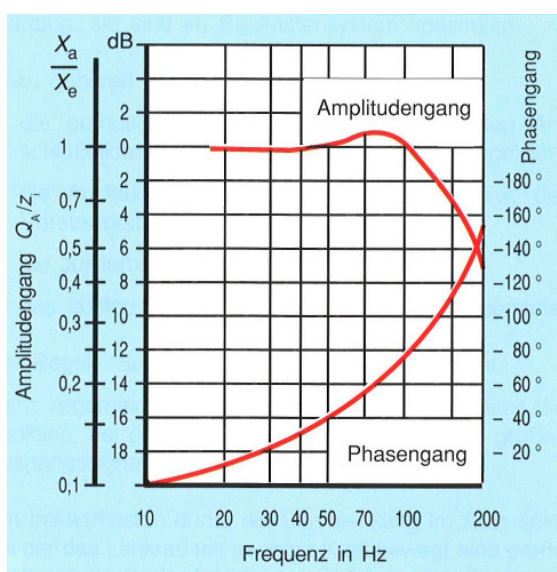


Abb. 36 Bode-Diagramm<sup>26</sup>

<sup>25</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

<sup>26</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

Der Amplitudengang wird üblicherweise in Dezibel (dB) angegeben. Zur Charakterisierung des dynamischen Ventilverhaltens geben fast alle Hersteller die -3dB Frequenz bzw. die -90° Frequenz an. In den praktischen Anwendungen liegen diese beiden Frequenzen meist sehr nahe beieinander, aus diesem Grund genügt oftmals die Angabe eines der beiden Werte. Mit der Grenzfrequenz eines Stetigventils wird die Frequenz angegeben, bei der das Ausgangssignal des Ventils gegenüber dem Eingangssignal um -3dB abgefallen ist, das bedeutet, dass Ausgangssignal noch 70,7% der Amplitude des Eingangssignals besitzt. Die -90° Frequenz gibt jene Frequenz an, bei der das Ausgangssignal gegenüber dem Eingangssignal eine 90° Phasenverschiebung erreicht hat. Bei der Angabe dieser Kennwerte ist zu beachten, dass diese Kennwerte stark vom Versorgungsdruck und der Amplitude des Ansteuersignals abhängig sind. Es gibt keine einheitliche Bestimmung, unter welchen Randbedingungen der Frequenzgang aufzunehmen ist, so dass jeder Ventilhersteller zusätzlich Angaben über Versorgungsdruck und Ansteueramplitude machen muss.

### 3.1.4 Proportionalhydraulik

Als Proportionalventile gelten im allgemeinen Sprachgebrauch Stetigventile, die ein veränderliches Eingangssignal in ein proportionales hydraulisches Ausgangssignal umwandeln. Üblicherweise erfolgt die Betätigung dieser Ventile mit einem Proportionalmagneten. Zur genauen Definition von Proportionalventilen gibt es keine verbindlichen Normen oder Vorschriften, allerdings sind einige Merkmale für Proportionalventile charakteristisch.

So werden Proportionalventile in der Regel mittels Proportionalmagneten betätigt. Der Proportionalmagnet ist eine Ableitung des Schaltmagneten. Der elektrische Strom fließt durch die Spule des Elektromagneten und erzeugt ein Magnetfeld. Das Magnetfeld übt eine nach rechts gerichtete Kraft (siehe Abbildung 37) auf den beweglich gelagerten Anker aus. Mit dieser Kraft kann ein Ventil betätigt werden.<sup>27</sup>

In der Regel wird mit Hilfe dieser Kraft ein Steuerschieber betätigt.

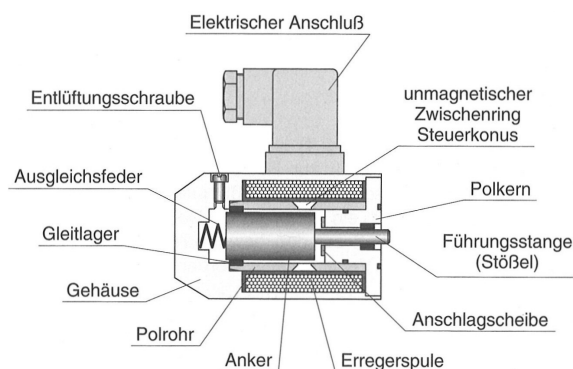


Abb. 37 Aufbau und Funktion eines Proportionalmagneten<sup>28</sup>

<sup>27</sup> Vgl.: Scholz, D.: Proportionalhydraulik, Grundstufe

<sup>28</sup> Vgl.: Scholz, D.: Proportionalhydraulik, Grundstufe

Weitere charakteristische Merkmale sind eine leicht positive Überdeckung des Steuerschiebers, die üblicherweise signalseitig kompensiert wird, sowie die Ventilbetätigung mittels Proportionalmagneten die in der Lage sind eine verhältnismäßig hohe Kraft zu erzeugen. Somit ist es möglich betriebssichere Anlagen zu realisieren. Üblicherweise liegt der Druckabfall pro Steuerkante bei Proportionalventilen in einem Bereich von 5 bis 8 bar.

Als ein weiteres Merkmal von Proportionalventilen gilt die üblicherweise Verwendung als Stellglied in einer Steuerung. Bei einer Steuerung wird dem Stellglied (dem Proportionalventil) ein Sollwert vorgegeben und somit das System beeinflusst, allerdings wird die tatsächliche Zustandsgröße des Systems nicht erfasst, somit ist eine Steuerung nicht imstande auf veränderte Betriebs- oder Störgrößen zu reagieren. Somit ist der Aufbau einer Steuerung im Vergleich zu einer Regelung (siehe Kapitel 3.1.6.2) wesentlich einfacher und kostengünstiger.

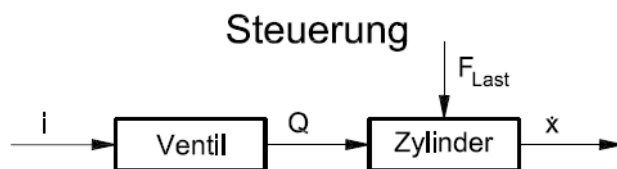


Abb. 38 Steuerung<sup>29</sup>

Im Vergleich zu Regel- und Servoventilen sind Proportionalventile verhältnismäßig kostengünstig und haben weit niedrigere Ansprüche an die Filtrierung des Hydrauliköles und zeichnen sich durch ihre besonders hohe Robustheit aus.

Hinsichtlich der dynamischen Eigenschaften liegen Proportionalventile aber deutlich unter den Möglichkeiten von Regel- und Servoventilen. Was die Grenzfrequenz von Proportionalventilen betrifft findet man sehr unterschiedliche Angaben, die von ca. 5 Hz bei langsamen Ventilen mit großer Stellsignalamplitude bis hin zu 50Hz bei schnellen Ventilen mit einer kleinen Stellsignalamplitude reichen.

### 3.1.5 Regelhydraulik

Analog zu den Proportionalventilen steht man auch bei der Begriffsdefinition der Regelhydraulik vor dem Problem, dass es weder Normen noch Vorschriften zur eindeutigen Abgrenzung des Bereichs Regelhydraulik gibt. Im Allgemeinen bezeichnet man besonders schnelle und hochwertige Proportional-Wegeventile die in Regelkreisen eingesetzt werden als Regelventile. Im Gegensatz zu Stellgliedern in einer Steuerkette wird bei einer Regelung die tatsächliche Zustandsgröße des Systems erfasst mit dem Sollwert verglichen und notwendigenfalls eine Stellgrößenkorrektur vorgenommen.

<sup>29</sup>

Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe

Ein weiteres charakteristisches Merkmal von Regelventilen ist die Nullüberdeckung des Steuerschiebers. Der Druckabfall von Regelventilen liegt im Bereich von 5 bis 35bar, also deutlich höher als bei Proportionalventilen. Durch den Einsatz im Regelkreis sind Systeme mit Regelventilen aufwendiger und kostenintensiver, weiters sind durch den Einsatz von Regelventilen die Anforderungen an das Betriebsfluid weit höher als beim Einsatz von Proportionalventilen. Regelventile stehen mit ihren statischen und dynamischen Eigenschaften fast auf gleicher Höhe mit Servoventilen. Analog zu den Proportionalventilen gibt es auch bei den Regelventilen keine eindeutig definierten Einsatzgrenzen. In der Industrie finden sich Regelventile mit Grenzfrequenzen von 10 bis zu 100Hz.

Nachfolgend ist ein typisches Regelventil abgebildet. Die Funktionsweise des Ventils ist dem von Proportionalventilen sehr ähnlich.

Der Steuermotor (1) ist ein elektromagnetischer Wandler, der ein elektrisches Signal in eine Linearbewegung des Bolzenendes (4) umwandelt. Er ist hermetisch gegen den Hydraulikteil abgedichtet. Anker (5), Biegerohr (6) und Bolzen (4) sind spielfrei miteinander verbunden. Das aus dem Motor herausragende Bolzenende (4) ist durch die Verbindungsstange (7) mit dem Steuerkolben (2) gekoppelt. Die Federsteife des Biegerohres (6) wirkt bei Auslenkung des Bolzens (4) der Kraft des Steuermotors entgegen. Dadurch wird eine Zentrierwirkung erreicht. Die Auslenkung des Steuerkolbens (2) und somit der Volumenstrom durch das Ventil sind dem Betrag des elektrischen Eingangssignals proportional.<sup>30</sup>

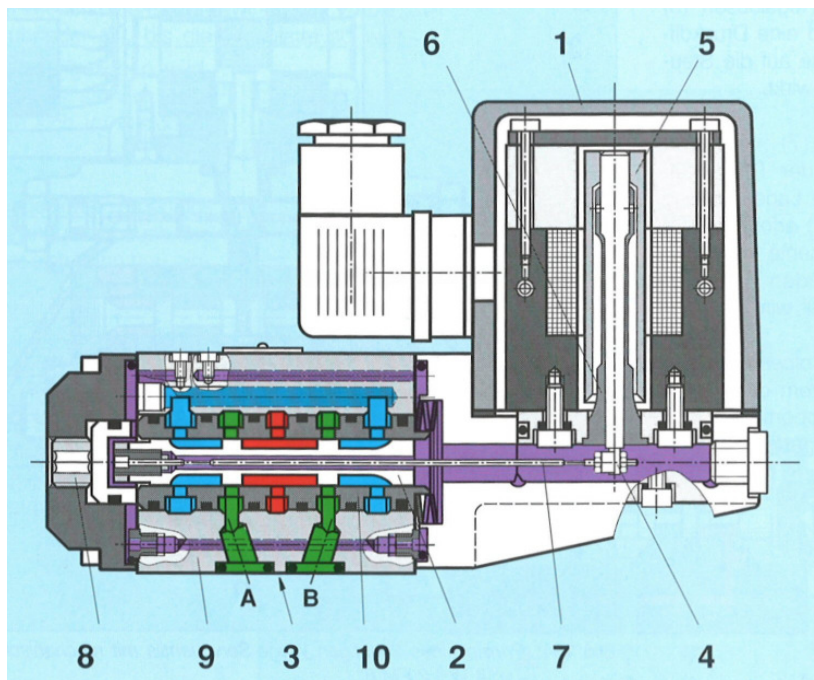


Abb. 39 Regelventil<sup>31</sup>

<sup>30</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

<sup>31</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

### 3.1.6 Servohydraulik

#### 3.1.6.1 Entstehungsgeschichte

Das ursprüngliche Einsatzgebiet von servohydraulischen Systemen liegt in der Luftfahrt. Immer höher werdende Fluggeschwindigkeiten erforderten von den Piloten immer größere Stellgeschwindigkeiten und Stellkräfte, aus diesem Grund wurden Systeme notwendig, die kleinste Eingangssignale in große Stellkräfte umwandeln können und dabei ein ausgezeichnetes dynamisches Verhalten an den Tag legen. Während die Servohydraulik zu Ende des Zweiten Weltkrieges erst in der Luftfahrt Verwendung fand, werden heutzutage servohydraulische Systeme auch oftmals im Bereich der Industrie angewendet. Aber auch im alltäglichen Leben ist die Servohydraulik anzutreffen, so ist in fast jedem PKW eine Servolenkung verbaut, bei der ein schwaches mechanisches Eingangssignal hydraulisch verstärkt wird. Am Grundprinzip hat sich seit den Anfängen der Servohydraulik nichts geändert, ein kleines Eingangssignal wird hydraulisch verstärkt. Die Verstärkung, die mit solchen Systemen erreicht werden kann liegt bei einem Faktor von  $10^4$  bis  $10^6$  ( $10^8$ ). Das bedeutet, dass mit einem Eingangssignal von 10mW ein Ausgangssignal von bis zu 1MW gesteuert werden kann.

#### 3.1.6.2 Begriffsbestimmung Servoventiltechnik

Die Begriffe Servohydraulik und Servoventiltechnik haben in der Welt der Technik ihren festen Platz gefunden. Eine klare und eindeutige Begriffsdefinition ist allerdings schwer zu treffen. Die Bezeichnung „Elektrohydraulische Regelungstechnik“ sowie „Geregelte Hydraulische Antriebe“ beschreiben die Servohydraulik am besten. Wesentlich in der Servohydraulik ist das Vorhandensein einer Regelung. Bei einer Regelung wird die tatsächliche Zustandsgröße eines Systems erfasst und mit dem Sollwert verglichen und notwendigenfalls eine Stellgrößenkorrektur vorgenommen, während dem System bei einer Steuerung lediglich der Sollwert vorgegeben wird, ohne dass die tatsächliche Zustandsgröße des Systems erfasst wird. Somit ist eine Regelung im Gegensatz zu einer Steuerung im Stande auf veränderte Betriebsbedingungen und Störgrößen zu reagieren.

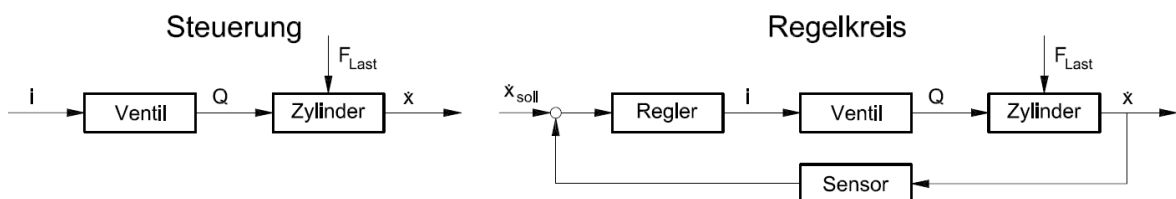


Abb. 40 Vergleich Steuerung – Regelkreis<sup>32</sup>

<sup>32</sup>

Vgl.: Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe

Die geregelten Größen eines Systems sind in der Regel mechanische Größen wie Weg bzw. Drehwinkel, Geschwindigkeit bzw. Drehzahl oder Kraft bzw. Drehmoment. Aber auch hydraulische Größen wie etwa Volumenstrom oder Druck können geregelt werden.

### 3.1.6.3 Aufbau und Funktionsweise von Servoventilen

Servoventile wie sie in der Industrie verwendet werden haben immer das gleiche Grundfunktionsprinzip, ein schwaches elektrisches Eingangssignal wird hydraulisch verstärkt. Weiters finden Servoventile nahezu ausschließlich in Regelkreisen Verwendung. Des Weiteren sind eine besonders exakte Nullüberdeckung sowie ein Druckabfall pro Steuerkante von 35 bar für Servoventile charakteristisch. In der Praxis finden bei Servoventilen üblicherweise zwei Funktionsprinzipien zum Umformen des elektrischen Eingangssignals in ein hydraulisches Signal Verwendung. Zum Einen handelt es sich hierbei um den Torquemotor (siehe Kapitel 3.1.2.5) in Kombination mit einer Düse-Prallplatteneinrichtung (siehe Kapitel 3.1.2.7), zum Anderen um einen Torquemotor in Verbindung mit einem Strahlrohrsystem (siehe Kapitel 3.1.2.7). Zwar sind Strahlrohrgeräte aufgrund ihrer Geometrien weniger empfindlich gegenüber Schmutz im Hydraulikfluid, in praktischen Anwendungen trifft man sie aufgrund ihres höheren Anschaffungspreises und ihres schlechteren dynamischen Verhaltens allerdings eher selten an. Aufgrund des Einsatzes im Regelkreis und der geforderten genauen Fertigungstoleranzen sind Servoventile die teuersten Stetigventile im Bereich der Hydraulik. Weiters werden von Servoventilen sehr hohe Anforderungen an das Betriebsfluid hinsichtlich Filtrierung gestellt. Der wesentliche Vorteil beim Einsatz von Servoventilen liegt in der Dynamik der Ventile, in der Industrie finden sich Servoventile mit Grenzfrequenzen von bis zu mehreren hundert Hertz.

In der Industrie finden vor allem ein-, zwei und dreistufige Servoventile Verwendung. Anbei ist jeweils ein solches Ventil in seiner Funktionsweise beschrieben.

#### Einstufiges Servoventil mit Torquemotor

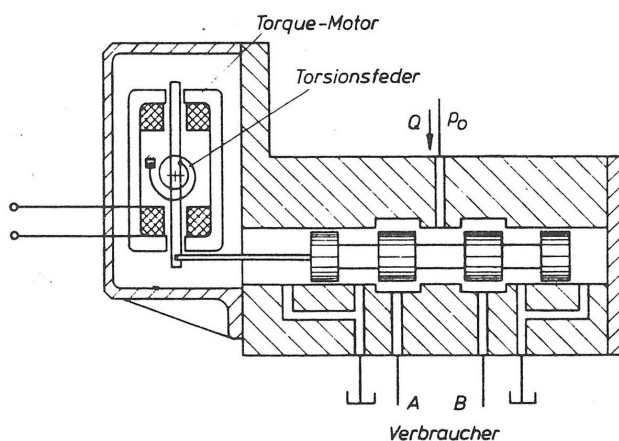


Abb. 41 Einstufiges Servoventil<sup>33</sup>

<sup>33</sup>

Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

Zur Steuerung von kleinen Volumenströmen können einstufige Servoventile benutzt werden. Das sind Ventile bei denen der elektromechanische Umformer direkt die Hauptstufe des Ventils betätigt. In der gezeigten Abbildung findet ein Torquemotor als elektromechanischer Umformer Verwendung. Der Torquemotor beeinflusst direkt, ohne jegliche Zwischenstufe den Steuerschieber, der die Hauptstufe des Ventils darstellt. Bei dem abgebildeten Ventil handelt es sich um eine Sonderform ohne Rückführung.

### **Zweistufiges Servoventil mit Torquemotor und Düsen-Prallplattensystem**

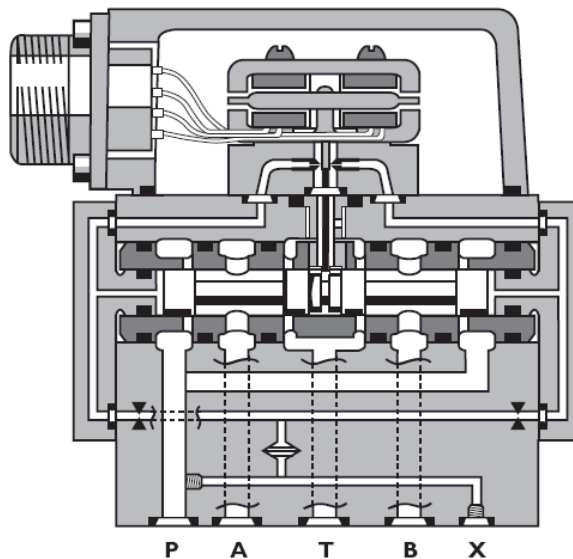


Abb. 42 Zweistufiges Servoventil<sup>34</sup>

In den meisten Fällen finden in servohydraulischen Systemen zweistufige Servoventile mit einem Torquemotor als elektromechanischen Umformer und einer hydraulischen Verstärkerstufe ausgeführt als Düse-Prallplattensystem Verwendung. Bei der Benennung des Ventils werden nur die hydraulischen Stufen gezählt, aus diesem Grund ergibt sich die Bezeichnung zweistufiges Ventil (Steuerschieber als Hauptstufe und Düsen-Prallplattensystem als Vorsteuerstufe).

Die Staudrücke an den Düsen des Düsen-Prallplattensystems beeinflussen den Druck in den Steuerkammern des Hauptschiebers. Wird die Prallplatte aus der Mittelstellung bewegt, entsteht zwischen den beiden Steuerkammern des Hauptschiebers eine Druckdifferenz, und der Hauptschieber wird entsprechend dieser Druckdifferenz aus der Mittellage bewegt. Der vom Schieber zurückgelegte Weg wird über die Rückführfeder als Moment an die Prallplatte zurückgeführt. Dadurch wird die Prallplatte so lange in ihre neutrale Position zurückbewegt, bis ein Momentengleichgewicht zwischen elektrischen und mechanischen Kräften hergestellt ist.

<sup>34</sup>

Vgl.: Technisches Datenblatt: CDL6642 Rev F 500-340 0405, Fa. Moog GmbH

## Dreistufiges Servoventil mit Torquemotor und Düsen-Prallplattensystem

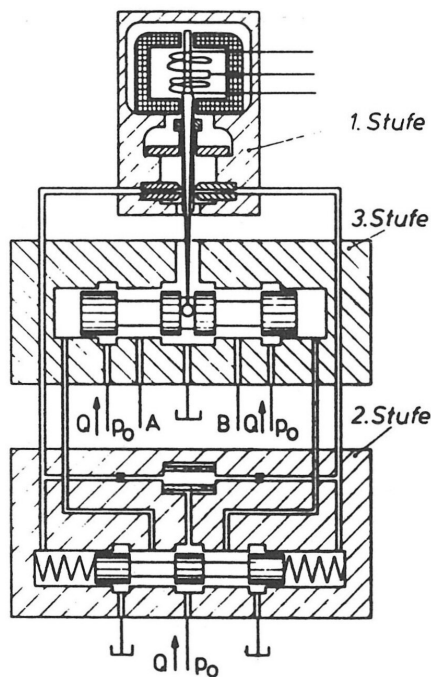


Abb. 43 Dreistufiges Servoventil<sup>35</sup>

Für sehr große Volumenströme, also wenn eine sehr große Gesamtverstärkung erreicht werden soll finden dreistufige Servoventile Verwendung. Von der Funktionsweise her handelt es sich um ein zweistufiges Servoventil, das einer dritten hydraulischen Stufe zur Erhöhung der Gesamtverstärkung vorgeschaltet ist. Mit solchen Ventilen lassen sich Gesamtverstärkungen von bis zu  $10^8$  (Verhältnis Eingangsleistung zu Ausgangsleistung) realisieren.

## 3.2 Hydraulikflüssigkeiten

### 3.2.1 Aufgabe der Hydraulikflüssigkeit

Hydraulikflüssigkeiten dienen in erster Linie zur Energie- und Kraftübertragung zwischen einzelnen Komponenten von Hydrauliksystemen. Bei dieser Übertragung sollte möglichst keine Volumsänderung der Hydraulikflüssigkeit auftreten. Weiters sollte die in den Anlagen entstehende Wärme über die Hydraulikflüssigkeit möglichst gut abgeführt werden können. Aber auch der Korrosionsschutz von geschmierten Metallteilen sowie die Abdichtung zwischen den Anlagenelementen liegen im Aufgabenbereich des Hydraulikfluids. Ein gutes Schmierverhalten zum Betrieb mit reduzierter Reibung und somit mit reduziertem Verschleiß sollte ebenfalls gewährleistet werden.

<sup>35</sup>

Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z



### 3.2.2 Anforderungen an Hydraulikflüssigkeiten

Im europäischen Raum wird zumeist die Norm DIN 51524 als Grundlage für die Anforderungen an die Hydraulikflüssigkeiten herangezogen. Folglich werden die wichtigsten Anforderungen an Hydraulikflüssigkeiten summarisch abgehandelt:

- Einsetzbar über einen weiten Temperaturbereich (gutes Kälteverhalten, genügender Viskositätsindex)
- Unempfindlichkeit gegenüber Oxidation (Alterung), so dass das Schmiervermögen über eine längere Gebrauchsdauer erhalten bleibt
- Gute Volumenbeständigkeit, d.h. Unterdrückung der Schaumbildung, ohne dass das Luftabscheidevermögen beeinträchtigt wird
- Neutral gegenüber anderen Werkstoffen – keine Aggressivität gegenüber Metallen und Elastomeren sowie anderen Dichtungswerkstoffen
- Rasche Trennung der Feuchtigkeit oder des eingedrungenen Wassers von der Hydraulikflüssigkeit, so dass keine unerwünschte Emulsionsbildung eintritt
- Gutes Reinigungsvermögen, damit die in den gebrauchten Hydraulikflüssigkeiten enthaltenen Verunreinigungen sich nicht an den Steuer- und Regelorganen usw. ablagern.<sup>36</sup>

### 3.2.3 Viskosität von Hydraulikflüssigkeiten

Die Viskosität ist eines der wichtigsten Merkmale von Hydraulikflüssigkeiten. Unter Viskosität versteht man die Eigenschaft einer Flüssigkeit, der gegenseitigen laminaren Verschiebung zweier benachbarter Schichten einen Widerstand (innere Reibung) entgegenzusetzen (DIN 1342-1 und DIN 51550). Man unterscheidet zwischen dynamischer u. kinematischer Viskosität, die in der Hydraulik bevorzugt benutzt wird, weil sie einfach zu messen ist (DIN 51562).<sup>37</sup>

#### 3.2.3.1 Definition dynamische Viskosität

In einer bewegten Flüssigkeit gilt die Beziehung:

$$\tau = \eta * \frac{dv}{ds}$$

Formel 12 Dynamische Viskosität

---

<sup>36</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

<sup>37</sup> Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

$\tau$  Schubspannung [N/m<sup>2</sup>]

$\eta$  Proportionalitätsfaktor oder Dynamische Viskosität [Pa\*s] (oftmals alternativ angegeben in [P] wobei gilt: 1[P] = 0,1[Pa\*s])

$dv$  Geschwindigkeitsgefälle [m/s]

$ds$  Höhe der Flüssigkeitsschicht [m]

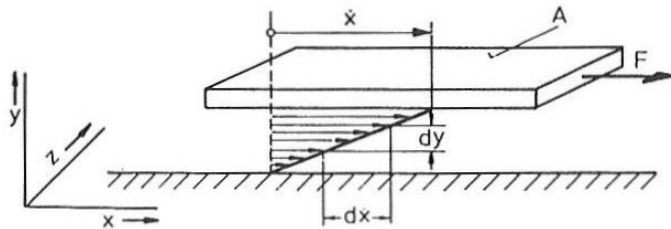


Abb. 44 *Schleppströmung in einem Parallelschlitz*<sup>38</sup>

Den Proportionalitätsfaktor  $\eta$  nennt man die dynamische Viskosität. Sie ist ein Maß für den inneren Widerstand, der einer Verschiebung benachbarter Schichten in der Flüssigkeit entgegengesetzt wird. Damit beeinflusst die dynamische Viskosität sehr stark die Reibung des strömenden Mediums und auch die Leckverluste in Spalten. Die dynamische Viskosität ist eine für jede Flüssigkeit spezifische Größe, die bei Newtonschen Flüssigkeiten von der Temperatur und dem Druck abhängig ist.<sup>39</sup> Newtonsche Flüssigkeiten sind Flüssigkeiten in der die Schubspannung proportional dem Geschwindigkeitsgefälle ist. Im Allgemeinen handelt es sich bei Mineralölen um Newtonsche Flüssigkeiten

### 3.2.3.2 Definition kinematische Viskosität

Die kinematische Viskosität beschreibt das Verhältnis der dynamischen Viskosität zur Flüssigkeitsdichte.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

Formel 13 *Kinematische Viskosität*

$\nu$  Kinematische Viskosität [m<sup>2</sup>/s] (oftmals alternativ angegeben in [St] wobei gilt: 1[St] = 0,0001[m<sup>2</sup>/s])

$\rho$  Flüssigkeitsdichte [kg/m<sup>3</sup>]

Die Einheit der kinematischen Viskosität ist m<sup>2</sup>/s, oftmals wird aber auch die Einheit mm<sup>2</sup>/s verwendet.

<sup>38</sup> Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

<sup>39</sup> Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

### 3.2.3.3 Viskositäts- Temperatur- u. Viskositäts- Druckverhalten

Die Viskosität von Newtonschen Flüssigkeiten (siehe Kapitel 3.2.3.1) - und somit von Hydraulikölen - ist stark von der Temperatur abhängig. Je höher die Temperatur der Hydraulikflüssigkeit, je niedriger die Viskosität, je tiefer die Temperatur je höher die Viskosität. In der Regel wird für Hydraulikflüssigkeiten eine Temperatur von +40 °C als Bezugstemperatur für die Viskosität genommen.

Aus dem Viskositäts- Temperaturverhalten einer Hydraulikflüssigkeit leitet sich der sogenannte Viskositätsindex ab. Je geringer die Änderung der Viskosität über den Temperaturbereich, je höher der Viskositätsindex.

Dem Viskositäts-Temperaturverhalten ist vor allem in Hinsicht auf die Anlauf- u. Warmlaufphase von Hydraulikanlagen besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Da die Viskosität von „kaltem“ Hydrauliköl wesentlich höher ist als von Hydrauliköl, das die notwendige Betriebstemperatur bereits erreicht hat, ist teilweise Vorheizen der Hydraulikflüssigkeit notwendig. Weiters muss die maximal zulässige Betriebstemperatur der Hydraulikflüssigkeit beachtet werden, da sich zu niedrige Viskosität negativ auf die Leckverluste auswirkt und die Kavitationsgefahr bei Pumpen steigt (siehe Kapitel 3.3.2.2). Das Viskositäts-Druckverhalten kennzeichnet die Zunahme der Viskosität unter steigendem Druck. Dabei ist die druckabhängige Viskositätszunahme umso größer, je größer die Ausgangsviskosität ist. Auch die Änderung der Temperatur hat Einfluss auf das Viskositäts-Druckverhalten, bei steigender Temperatur verringert sich die Viskosität.

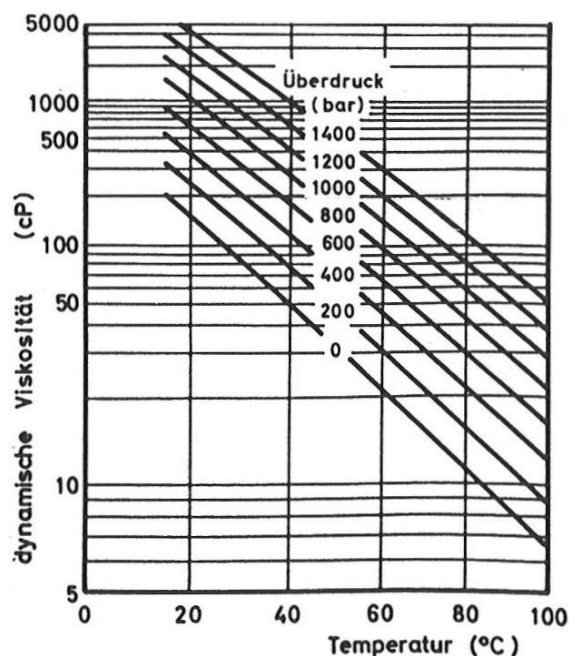


Abb. 45 Temperaturabhängiges Viskositäts-Druckverhalten von Mineralölen<sup>40</sup>

<sup>40</sup>

Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

### 3.2.3.4 Viskositätsklassen

In der ISO 3448 sowie in der DIN 51519 sind die international gültigen Viskositätsklassen definiert. Oftmals trifft man auch auf den Begriff ISO-VGs, wobei VG für den englischen Begriff „viscosity grade“ steht. Folgende Tabelle zeigt die genormten ISO-Viskositätsklassen.

Viskositätsklasse ISO		Mittelpunkts- Viskosität bei 40,0°C mm²/s (cSt)	Grenzen der kinematischen Viskosität bei 40,0°C mm²/s (cSt)	
			min.	max.
ISO VG	2	2,2	1,98	2,42
ISO VG	3	3,2	2,88	3,52
ISO VG	5	4,6	4,14	5,06
ISO VG	7	6,8	6,12	7,48
ISO VG	10	10	9,00	11,00
ISO VG	15	15	13,5	16,5
ISO VG	22	22	19,8	24,2
ISO VG	32	32	28,8	35,2
ISO VG	46	46	41,4	50,6
ISO VG	68	68	61,2	74,8
ISO VG	100	100	90,0	110
ISO VG	150	150	135	165
ISO VG	220	220	198	242
ISO VG	320	320	288	352
ISO VG	460	460	414	506
ISO VG	680	680	612	748
ISO VG	1000	1000	900	1100
ISO VG	1500	1500	1350	1650

Tab. 4 Viskositätsklassifikation <sup>41</sup>

### 3.2.4 Kompressibilitätsmodul und Dichte

Der Kompressibilitätsmodul  $K$  ist eine Kenngröße für die Volumenelastizität einer Flüssigkeit, vergleichbar mit dem E-Modul von festen Werkstoffen. Daher findet sich in der Literatur auch oftmals die Bezeichnung  $E_{öl}$  anstelle von  $K$ . Im Gegensatz zum E-Modul ist der Kompressibilitätsmodul kein konstanter Wert, sondern eine von Druck und Volumen abhängige Größe. Dieser Wert ist maßgeblich für die Steifigkeit einer Ölsäule. In der Praxis genügt im Regelfall die Berechnung des sogenannten mittleren Kompressibilitätsmoduls, das über das Kompressionsvolumen berechnet werden kann.

$$K = E_{öl} = V_0 * \frac{\Delta p}{\Delta V_K}$$

Formel 14 Mittleres Kompressionsmodul

$K$  Kompressionsmodul [bar]

<sup>41</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

$E_{\text{Öl}}$  Elastizitätsmodul Öl [bar] (alternativ in [N/m<sup>2</sup>] wobei gilt: 1[bar] = 10<sup>5</sup>[N/m<sup>2</sup>])

$V_0$  Volumen unter Druck [m<sup>3</sup>]

$\Delta p$  Druckerhöhung [bar]

$\Delta V_K$  Kompressionsvolumen [m<sup>3</sup>]

In der Literatur findet sich vereinzelt auch die Angabe des Kompressibilitätsfaktors  $\beta$ . Dieser Wert ist der Kehrwert des Kompressibilitätsmoduls  $K$ .

$$\beta = \frac{1}{K} = \frac{1}{E_{\text{Öl}}}$$

Formel 15 Kompressibilitätsfaktor

$\beta$  Kompressibilitätsfaktor [1/bar]

Auch die Dichte von Hydraulikflüssigkeiten ist abhängig von Temperatur und Druck.

Da die Änderung der Öldichte aufgrund von Temperaturunterschieden aber ausgesprochen gering ist, wird diese Änderung in der Praxis üblicherweise nicht berücksichtigt.

Die Änderung der Dichte bei unterschiedlichen Druckverhältnissen ist stark abhängig vom Kompressibilitätsmodul und kann mit folgender Formel berechnet werden:

$$\rho_p = \rho_1 * \frac{K}{K - \Delta p}$$

Formel 16 Änderung der Öldichte

$\rho_p$  Dichte beim vorliegenden Druck [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_1$  Dichte bei 1 bar und 20 °C [kg/m<sup>3</sup>]

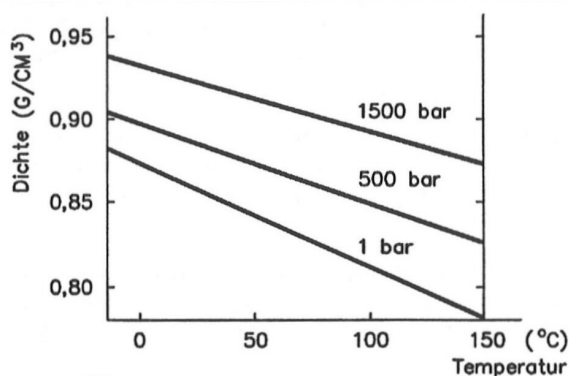


Abb. 46 Druck und Temperaturverhalten der Dichte <sup>42</sup>

### 3.2.5 Spezifikation von Hydraulikflüssigkeiten

Hydraulikflüssigkeiten auf Mineralölbasis sind die am weitesten verbreitete Gruppe von Hydraulikflüssigkeiten, da sie zum Einen universell einsetzbar sind, zum Anderen sind sie in der Beschaffung sehr günstig. Mineralölbasische Grundöle sind Produkte, die bei der Raffination von Rohöl anfallen. Allerdings müssen die nicht erwünschten, nach der Raffination vorhandenen Bestandteile des Rohöls entfernt werden. Als Kurzbezeichnung für mineralölbasische Hydraulikflüssigkeiten wird oftmals der Begriff „Hydrauliköle“ verwendet, in weiterer Folge wird deshalb vereinfachend fallweise ebenfalls dieser Begriff verwendet.

Da Hydrauliköle die mit großem Abstand weitverbreitetste Verwendung finden wird in weiterer Folge nur diese Gruppe der Hydraulikflüssigkeiten näher betrachtet. Nur in Sonderfällen kommen andere Hydraulikflüssigkeiten zum Einsatz, wenn etwa der Einsatz eines schwerentflammaren oder biologisch abbaubaren Hydraulikfluids gefordert ist. Die qualitativen Eigenschaften der Hydrauliköle sind nach DIN 51502 und ISO 6743 Teil 4 wie folgt eingeteilt:

Produktgruppe	Kurzzeichen DIN 51502	Kurzzeichen ISO 6743 Teil 4
Hydrauliköle ohne Additive	H	HH
Hydrauliköle mit Oxidationsinhibitoren und Korrosionsschutz-Additiven	HL	HL
Hydrauliköle HL mit Viskositätsindex-Verbesserer	--	HR
Hydrauliköle HL mit Verschleisschutz-Additiven	HLP	HM
Hydrauliköle HLP/HM mit Viskositätsindex-Verbesserer	HVLP	HV
Hydrauliköle HM mit Additiven zur Verhinderung von Stick-Slip	--	HG

Tab. 5 Qualitätsgruppen Mineralölbasischer Hydraulikflüssigkeiten<sup>43</sup>

Allgemeine Hydrauliköle der Klasse H genügen nur „geringen“ Anforderungen und werden oftmals als „Schmieröle“ bezeichnet. Sie finden nur in einfachsten Hydraulikanlagen Verwendung. In der DIN 51517 Teil 1 sind die Anforderungen an diese Gruppe von Ölen definiert. Die beiden Ölgruppen HL und HLP finden sich bei einem Großteil der Hydraulikanwendungen, speziell Hydraulikflüssigkeiten der Klasse HLP werden oftmals eingesetzt. HL Öle verfügen über Additive, die einen verbesserten Korrosionsschutz sowie eine verlängerte Standzeit (Oxidationsinhibitoren) gegenüber Klasse H Ölen gewährleisten. HLP Öle verfügen zusätzlich neben den Eigenschaften der HL Öle noch über ein besseres Lasttragevermögen (=Druckbeständigkeit) sowie über einen verbesserten Verschleißschutz.

Anforderungsprofile für HL Öle sind in der DIN 51524 Teil 1 beschrieben, HLP Öle sind nach der DIN 51524 Teil 2 genormt.

<sup>43</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

Zusätzlich zu den Eigenschaften der HLP Öle weisen HVLP Öle eine geringe Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur auf. Diese Öle finden vorwiegend bei Hydraulikanlagen die im Freien betrieben werden Verwendung (wechselnde Außentemperaturen), genormt ist diese Gruppe nach DIN 51524 Teil 3. <sup>44</sup>

### **3.2.5.1 Begriffsbestimmungen**

#### **Additive**

Zusatzstoffe, die die vorhandenen Eigenschaften eines Stoffes verändern (verbessern) oder neue Eigenschaften hervorbringen.

#### **Oxidationsinhibitoren**

Additive, die die Alterung vermindern bzw. verzögern und somit die Standzeit des Hydrauliköles erhöhen.

#### **Viskositätsindex-Verbesserer**

Makromolekulare Wirkstoffe zur Erzielung eines flacheren Viskositäts-Temperaturverlaufes. Wegen ihrer großen Länge sind die Moleküle der Viskositätsindex-Verbesserer sehr scherempfindlich, so dass ihre Wirkung nach einiger Zeit nachlässt. <sup>45</sup>

#### **Stick-Slip Verhalten**

Sogenanntes „Ruckgleiten“, bezeichnet die Wechselwirkung zwischen einem federnden Massesystem und dem Druckaufbau bei sehr kleinen Gleitgeschwindigkeiten. Dabei ist die Haftreibung des Systems – die überwiegend von den eingesetzten Dichtungen bestimmt wird- eine bestimmende Größe. Je kleiner sie ist, desto kleiner kann auch die Geschwindigkeit sein, die noch ruckfrei gefahren werden kann. <sup>46</sup>

## **3.3 Verunreinigungen von Hydraulikflüssigkeiten**

### **3.3.1 Definition Verschmutzung**

Unter Verschmutzung bzw. Verunreinigung oder auch Kontamination genannt, versteht man im Zusammenhang mit Hydraulikölen alle gasförmigen, flüssigen und partikulären Stoffe im Hydrauliköl, die nicht eigentlicher Bestandteil des Hydrauliköles sind.

Weiters ist auch eine Unterteilung der Verschmutzung in zwei Klassen gebräuchlich, der Primär- u. der Sekundärverschmutzung.

---

<sup>44</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

<sup>45</sup> Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

<sup>46</sup> Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

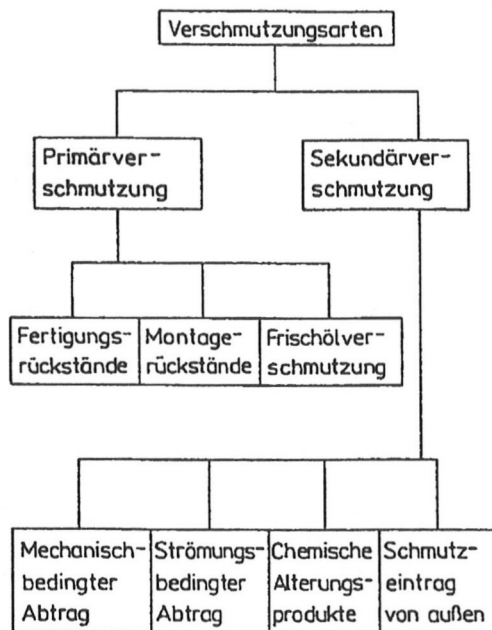


Abb. 47 Verschmutzungsarten <sup>47</sup>

Die gezeigte Abbildung gibt einen groben Überblick über die Primär- bzw. Sekundärverschmutzung und wie die einzelnen Verschmutzungen entstehen, bzw. wo sie ihren Ursprung haben. Unter den Begriff Primärverschmutzung fallen alle Verschmutzungen, die vor der Inbetriebnahme der Hydraulikanlage in das System gelangt sind, während Sekundärverschmutzungen nur Verunreinigungen betrifft, die nach der Inbetriebnahme der Anlage in das System gelangt sind.

Wichtig ist an dieser Stelle nochmals darauf hinzuweisen, dass der Übergriff Verschmutzung nicht nur die Verunreinigung des Hydrauliköles mit fremdartigen Feststoffen beschreibt, sondern Verunreinigung von Hydrauliköl immer gasförmige, flüssige und feste Kontamination umfasst.

### 3.3.2 Gasförmige Verunreinigungen

Das Betriebsverhalten von Hydraulikölen wird auch durch sein Verhalten gegenüber Gasen - im speziellen gegenüber Luft – beeinflusst. Gas kann in Hydraulikölen in gelöster Form (Gas-in-Öl Lösung), in dispergierender Form (Gas-in-Öl Dispersion) und als Oberflächenschaum auftreten.

Überwiegend wirken sich gasförmige Verunreinigungen in Hydraulikflüssigkeiten aus als:

- Kavitation und damit Verschleißschäden an Komponenten der Hydraulikanlage
- Verringerung der Volumenbeständigkeit (=Erhöhung der Kompressibilität)
- Temperaturerhöhung in Form von lokaler Überhitzung des Hydrauliköles
- Beschleunigte Ölalterung

<sup>47</sup>

Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen



- Instabiles Regelverhalten
- Druckstöße durch Mikro-Dieseleffekt
- Reduzierung der dynamischen Schmierfilmdicke
- Bildung von Oberflächenschaum <sup>48</sup>

### 3.3.2.1 Gas-in-Öl Lösung

Wie alle anderen Flüssigkeiten sind auch Hydrauliköle in der Lage Gase zu lösen. Die Menge des in Lösung gehenden Gases hängt von den Einflussgrößen: Druck, Temperatur, Viskosität, Art des Öles und der Art des Gases ab.

Die Löslichkeit von Gasen, speziell die von Luft, ist im Wesentlichen vom Druck abhängig. Die Temperatur, die Viskosität – zumindest in dem Bereich, der für den Einsatz in der Hydraulik in Frage kommt – und die Art des Öles haben nur einen geringen, vernachlässigbaren Einfluss auf die Löslichkeit. Der Raffinationsgrad des Öles und die Additivierung beeinflussen die Löslichkeit gar nicht. <sup>49</sup>

Im Hydrauliköl gelöste Luft beeinflusst die Eigenschaften des Hydrauliköles nicht, andere gelöste Gase wie etwa Propan oder Butan können sich negativ auf Eigenschaften des Hydrauliköles auswirken. In praktischen Anwendungen wird man im Regelfall aber nur mit gelöster Luft im Hydrauliköl konfrontiert werden.

### 3.3.2.2 Gas-in-Öl Dispersion

Als Gas-in-Öl Dispersion bezeichnet man feinste Lufteinschlüsse (=Luftblasen) im Öl. In der Praxis handelt es sich bei Gas-in-Öl Dispersionen um Luft-in-Öl Dispersionen oder auch sogenannte Aero-Emulsionen, deshalb wird in diesem Kapitel in weiterer Folge nur auf die Thematik von Luft-in-Öl Dispersionen eingegangen.

Luft-in-Öl Dispersion wird zumeist hervorgerufen durch undichte Stellen in Saugleitungen, ungenügendes Entlüften der Anlage bei der Inbetriebnahme und durch Ansaugen von luftblasenhaltigem Öl (meistens zurückzuführen auf Fehler bei der Tankgestaltung).

Freie Luft hat im Gegensatz zur gelösten Luft negative Auswirkungen, diese Auswirkungen beeinträchtigen das Betriebsverhalten der Anlage, des Hydrauliköles selbst und auch die Komponenten der Anlage.

Infolge von Lufteinschlüssen kann es zu folgenden Problemen kommen:

---

<sup>48</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

<sup>49</sup> Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

## Ölalterung

In den eingeschlossenen Luftblasen ist Sauerstoff enthalten, der die Alterung des Öles begünstigt, des Weiteren verschlechtert sich durch die eingeschlossene Luft die Wärmeabfuhr, es kommt zu höheren Temperaturen, die sich negativ auf die Lebensdauer des Öles auswirken.

## Veränderung des Kompressionsmoduls

Ungelöste Luft wirkt sich speziell in niedrigen Druckbereichen negativ auf das Kompressionsmodul bzw. auf die Volumenbeständigkeit des Hydrauliköles aus. Das somit „weichere“ Hydrauliköl kann zu Schwingungen führen und das Regelverhalten der Anlage beeinträchtigen.

## Mikro-Diesel-Effekt

In Luftblasen kann sich ein zündfähiges Gemisch bilden, das bei Druckanstieg durch die Kompressionswärme gezündet wird. Dieser Vorgang wird als Mikro-Diesel-Effekt bezeichnet und führt zu einer zusätzlichen Temperaturerhöhung und zu Druckspitzen, die zwar zeitlich sehr begrenzt sind, auf die Dauer aber zu erheblichen Schäden an Bauteilen der Anlage führen können.<sup>50</sup>

## Kavitation

Lufteinschlüsse im Hydrauliköl können Kavitation verursachen. Wobei hier zwei Arten von Kavitation unterschieden werden, die „Echte Kavitation“ und die sogenannte „Pseudokavitation“. Bei der „Echten Kavitation“ handelt es sich um die Bildung von Hohlräumen, die beim Unterschreiten des kritischen Drucks entstehen, dieser liegt in etwa im Bereich des Dampfdrucks. Beim Zusammenbrechen dieser Hohlräume verdampft und verbrennt das Hydrauliköl, es können sehr hohe lokale Druck- u. Temperaturspitzen erreicht werden. Findet dieser Hohlraumzusammenfall in der Nähe von Bauteiloberflächen statt, können diese erheblichen Schaden nehmen (=Kavitationsverschleiß). Der Zusammenfall solcher Hohlräume, der mit einem erhöhten Betriebsgeräusch (eine Art prasselndes Geräusch) verbunden ist, kann zur völligen Zerstörung der Ölmoleküle führen, es kann auch zu einer Schwarzfärbung des Öls infolge von Kohlenstoffbildung während des Zusammenfalls kommen. Kavitiertes Öl wird auch als „gekracktes“ Öl bezeichnet, ein weiteres Merkmal von gekracktem Öl ist neben der Schwarzfärbung der Geruch, der stark verfaulten Eiern gleicht. Gekracktes Öl kann seinen Ursprung auch an Ölheizelementen haben, wenn die Oberflächenbelastung zur Erwärmung von Öl zu hoch gewählt wurde, kann das Öl an der Heizelementoberfläche verkohlen, also „kracken“.

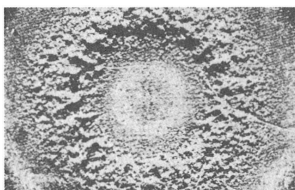


Abb. 48 Kavitationsverschleiß<sup>51</sup>

<sup>50</sup>

Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

<sup>51</sup>

Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

In Pumpensaugleitungen, an Blenden und Spalten sowie bei Umlenkungen der Strömungsrichtung in hydraulischen Anlagen können hohe Druckdifferenzen auftreten, hier sinkt der statische Druck, bei zusätzlich hoher Scherbeanspruchung des Öles kann es zur Hohlraumbildung im Öl kommen. Diese Hohlräume entstehen durch ein schlagartiges Aus-Lösung gehen von Luft. Diese Erscheinung wird als Pseudokavitation bezeichnet. Diese Erscheinungen hat zum Einen eine unerwünschte Geräuschentwicklung zur Folge, zum Anderen können erhebliche Schäden an den Komponenten der Anlage verursacht werden. Schäden die an Bauelementen durch eine solche Pseudokavitation verursacht werden bezeichnet man als Kavitationserosion. Auch bei der Pseudokavitation kommt es zu veränderten Betriebsgeräuschen.

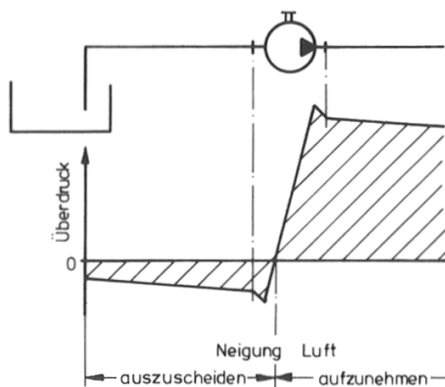


Abb. 49 Ausscheiden und in Lösung Gehen von Luftblasen vor und hinter der Pumpe<sup>52</sup>

### 3.3.2.3 Oberflächenschaum

Der Oberflächenschaum ist eine spezielle Form von Luft-in-Öl-Dispersion. Hierbei handelt es sich um eine große Anzahl aneinander gelagerter Luftblasen, die nur durch feinste Ölschichten voneinander getrennt sind. Vor allem ist darauf zu achten, dass der Schaum nicht von der Pumpe angesaugt wird, um Kavitation zu verhindern. Ein Maß zur Charakterisierung des Oberflächenschaums ist die Schaumzerfallzeit, die angibt wie schnell sich vorhandener Schaum wieder abbaut. Das Schaumverhalten von Ölen kann nach DIN 51566 bestimmt werden.

### 3.3.2.4 Vermeidung von gasförmigen Verunreinigungen und deren Folgen

Gas-in-Öl Lösung hat keine direkten negativen Einflüsse auf die Eigenschaften der Hydrauliköle, allerdings ist das Vorhandensein von in Öl gelöster Luft innerhalb der Anlage eine der Voraussetzung für die Entstehung von Pseudokavitation. Eine nach außen hin völlig abgedichtete Hydraulikanlage ohne gelöste Luft im Öl ist in der Realität kaum umsetzbar, deshalb muss versucht werden die Folgeerscheinungen der Luft-in-Öl Lösung zu verhindern.

<sup>52</sup>

Vgl.: Bauer, Gerhard: Ölhydraulik, Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen

Als Faustregel gilt, dass bei Atmosphärendruck rund 9% Luft in Hydraulikölen gelöst ist, also sind in 100Liter Hydrauliköl rund 9Liter Luft gelöst. <sup>53</sup>

Um ein Aus-Lösung Gehen dieser Luft zu verhindern können bereits in der Konstruktion der Anlagen entscheidende Maßnahmen getroffen werden. So sollte darauf geachtet werden, dass Druckabfälle im System nur so groß wie unbedingt möglich sind, und so selten wie möglich vorzufinden sind, damit die Gefahr von Kavitation weitestgehend vermieden wird. Weiters können Prallräume nach notwendigerweise verbauten Drosseln helfen, dass Luft wieder in Lösung geht. Bei der Inbetriebnahme der Anlage wird oftmals Luft in das System eingebracht, diese Luft ist unbedingt vor dem regulären Betrieb der Anlage aus dem System zu entfernen (=Entlüften der Anlage). Weiters sollten kontinuierliche Überprüfungen der Anlage erfolgen, um Undichtheiten im Saugteil der Anlage möglichst schnell lokalisieren und beseitigen zu können. Im Öl befindliche Luft lässt sich nicht wie Feststoffe im Öl ausfiltrieren, Luft kann nur abgeschieden werden. Der mit Abstand wichtigste Teil jeder Hydraulikanlage in Hinsicht auf Luft-in-Öl Dispersion ist der Ölbehälter, ihm sollte bei seiner Konstruktion besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden.

Anbei einige wichtige Punkte, die bei der Tankgestaltung berücksichtigt werden sollten.

- Alle Leitungen über die Öl während des Betriebes zurück in den Tank gelangen kann müssen unter dem Ölniveau eingeführt werden, so wird die Bildung von Luftblasen vermieden.
- Alle in den Tank führenden Leitungen sollten weit entfernt von Pumpenansaugstellen liegen, damit keine Luft von der Förderpumpe angesaugt wird.
- Sogenannte Luftabscheidesiebe (in der Regel schräg montierte Lochbleche), zwischen Ansaugöffnung und Rücklaufaustritt vermindern die Gefahr der Luftansaugung erheblich.
- Vor allem bei größeren Behältervolumen empfiehlt sich die Installation von Schwallblechen zur Vermeidung von Lufteinlagerungen.
- Die Rückführleitung von Leckölpumpen sollte niemals direkt in den Tank geführt werden, da Leckölpumpen immer einen großen Anteil an Luft mitfördern. Diese mitgeführte Luft muss vor dem Eintritt in den Öltank in über einen Entlüftungstank abgeschieden werden.
- Der Tank sollte über eine ausreichende Größe verfügen um vorhandene Luftblasen abscheiden zu können. Maßgeblich für die Gestaltung von Ölbehältern ist die Aufstiegszeit von Luftblasen im Öl, nach dem Stokesschen Gesetz gilt für die theoretische Aufstiegszeit:

$$T_{Blase} = \frac{18 * (\nu * 10^6)}{g * d_{Blase}}$$

Formel 17 Luftblasenaufstiegszeit

$T_{Blase}$  Theoretische relative Luftblasenaufstiegszeit [s/m]

$d_{Blase}$  Luftblasendurchmesser [mm]

<sup>53</sup> Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

Die tatsächliche Luftblasenaufstiegszeit ist zusätzlich abhängig von der Ölqualität. Die Aufstiegszeit von Luftblasen beeinflussende Eigenschaft des Öles wird Luftabscheidevermögen genannt und ist genormt nach DIN 51381.<sup>54</sup>

- Auch dem Verhältnis von Öltankgrundfläche zu Öltankhöhe (Ölniveauhöhe im Betrieb) sollte entsprechende Aufmerksamkeit geschenkt werden. Hier ist zu beachten, dass Luftblasen in hohen Behältern mit verhältnismäßig kleinen Grundflächen viel länger brauchen um an die Öloberfläche zu gelangen.
- Die Saugleitungen der Pumpen sollten so kurz wie möglich sein und über einen ausreichend großen Durchmesser verfügen, so dass die Strömungsgeschwindigkeit gering bleibt. Als Faustregel gilt, dass die Strömungsgeschwindigkeit in Saugleitungen  $< 1\text{ m/s}$  (bis max.  $1,5\text{ m/s}$ ) sein soll.<sup>55</sup>

Folgende Abbildung zeigt einen Hydrauliktank unter Berücksichtigung der angeführten Gestaltungsaspekte

- A Ölbehälter mit allseitig schrägem Boden
- B Ablaufbahn an tiefster Stelle und gut zugänglich
- C Ölrücklauf (unterhalb des Ölspiegels) mit Filter
- D Deckel (zwecks besserer Säuberung)
- E Einfüllöffnung mit Feinsieb
- F Siebwand (ausziehbar)
- G Voll abnehmbarer Deckel
- H Ölspiegel
- I Motor, Ölpumpe, Saugrohr
- K Be- und Entlüftung mit Luftfilter und Luftentfeuchter
- L Thermometer
- M Ölstandsaugen
- N Typenschild (mit Angaben über Ölsorte, Öldruck, Temperatur, Filterpflege, Ölwechselzeiten)

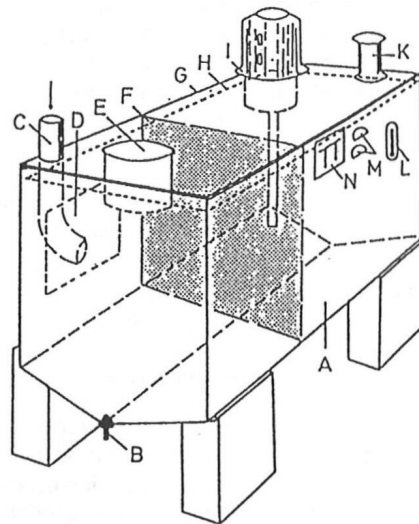


Abb. 50 Flüssigkeitsbehälter für Hydraulikanlage<sup>56</sup>

Oberflächenschaum in Hydraulikbehältern kann entstehen, wenn vom Öl Luft abgeschieden wird und durch die Öloberfläche austritt. Solange sich zwischen der Bildung von neuen Schaumbläschen und Abbau der bereits vorhandenen Schaumbläschen ein Gleichgewicht einstellt ist das nicht problematisch. Sollten beständig mehr Bläschen entstehen als abgebaut werden, besteht die Gefahr, dass Ölschaum aus dem Vorratsbehälter austritt und/oder die Überwachungs- u. Regelorgane im Tank (Überwachung von Warn- u. Alarmniveau) stört. Schaum sollte von der Förderpumpe in keinem Fall angesaugt werden. Verunreinigungen und Ölalterungsprodukte können das Schaumverhalten von Hydraulikölen negativ beeinflussen.

<sup>54</sup> Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

<sup>55</sup> Vgl.: Watter, Holger: Hydraulik und Pneumatik, Grundlagen und Übungen – Anwendungen und Simulation

<sup>56</sup> Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

### 3.3.3 Verunreinigungen durch Flüssigkeiten

#### 3.3.3.1 Arten und Ursprung flüssiger Verunreinigungen

Wird über flüssige Verunreinigungen des Hydrauliköles gesprochen so ist das in fast allen Fällen auf das Vorhandensein von Wasser im Hydrauliköl bezogen, deshalb wird in weiterer Folge nur auf diese Art der Verschmutzung eingegangen.

An dieser Stelle sei erwähnt, dass Wasser nach der Verunreinigung mit Feststoffen die zweithäufigste Ursache für Störungen und Ausfälle in Hydraulik- und Schmierölsystemen ist.<sup>57</sup>

Der Ursprung von Verschmutzung der Hydraulikflüssigkeit mittels Wasser findet sich fast immer in einem der folgenden Punkte:

- Atmung des Behälters, über die „eingesaugte“ Luft gelangt – bedingt durch die Kondensation von Luftfeuchtigkeit – auch Wasser in den Behälter.
- Über hydrostatisch gelagerte Kolbenstangen gelangt feuchte Luft, und somit Wasser in den Ölkreislauf.
- Über defekte Kolbenabstreifringe kann Wasser direkt in das Hydrauliköl gelangen.
- Undichtheiten in Wärmetauschern verursachen den Eintrag von Wasser in das Hydrauliköl.
- Bei dem Zuführen von Neuöl gelangt Wasser in das Hydrauliksystem (Rückstände in Ölgebinden, unsachgemäß gelagerte Ölfässer,...)
- Reinigen von Hydraulikanlagen mittels Dampfstrahlern und Hochdruckreinigern (beschädigen von Dichtungen und somit Eindringen von Wasser)

Durch Wasser in den Hydraulikflüssigkeiten kommt es meist zu folgenden Problemen:

- Die dynamische Viskosität wird verringert, dadurch kommt es zu einer Verringerung der Schmierfilmdicken, das kann sogar bis zum direkten Berühren einzelner Bauteile führen.
- Wasser kann an Komponenten des Hydrauliksystems – insbesondere in Verbindung mit Sauerstoff (Luft) – zu Korrosion führen.
- Das vorhandene Wasser verursacht eine beschleunigte Ölalterung, im Zuge dieser Ölalterung entstehen saure Ölalterungsprodukte, die zum Ansteigen der Neutralisationszahl führen (siehe Kapitel 3.3.4).
- Durch die Veränderung der Öleigenschaften kann sich das Steuer- u. Regelverhalten der gesamten Anlage ändern.
- Durch eingeschlossenes Wasser kann es zur Wasserkavitation kommen. Wasserkavitation tritt bereits bei relativ kleinem Unterdruck auf, kann aber zu

---

<sup>57</sup>

Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

größeren Schäden führen, da sie weitaus aggressiver ist als Kavitation durch eingeschlossene Luft im Hydrauliköl.

- Wasser kann die Trägersubstanz von Bakterien und/oder Pilzen sein.
- In Kombination mit Katalysatoren (z.B. Kupfer, Bronze oder Messing) kann Wasser die Ölalterung rasant beschleunigen

### **3.3.3.2 Maßnahmen zur Verhinderung / Beseitigung von flüssigen Verunreinigungen**

Prinzipiell sollte immer versucht werden, den Wassergehalt des Hydrauliköles so gering wie möglich zu halten. Der tatsächlich tolerierbare Wasseranteil ist sehr stark von dem jeweiligen Hydrauliksystem in dem das Öl eingesetzt wird abhängig. So findet man in der Literatur unterschiedliche Angaben über den tatsächlich zulässigen Wassergehalt von Hydraulikölen, die angegebenen Werte liegen hier im Bereich von 0,02 bis 0,1 Massenprozent. Eine Ausnahme stellen hier sogenannte HFB- Flüssigkeiten dar, hierbei handelt es sich um sogenannte „Wasser-In-Öl-Emulsionen“ mit einem Wasseranteil von ca. 40%, diese Flüssigkeiten finden aber kaum Verwendung.<sup>58</sup>

Wenn man im Zusammenhang mit Hydraulikölen von Wassergehalt spricht, unterscheidet man zwischen demulgierenden und detergierenden / dispergierenden Hydraulikölen. Unter dem Begriff demulgierende Öle fallen Mineralöle, die aufgrund von Additiven in Kombination mit geeignetem Grundöl im Stande sind eingedrungenes Wasser schnell abzuscheiden. Detergierende / dispergierende Öle sind in der Lage eingedrungenes Wasser in Schwebe zu halten, das eingedrungene Wasser verdampft bei höherer Temperatur. Dringen größere Wassermengen (>2%) ein, werden diese Wassermengen gleich abgeschieden.<sup>59</sup>

Um den Wassergehalt niedrig zu halten können folgende Maßnahmen gesetzt werden:

- Da Wasser im Vergleich zu Hydraulikölen die höhere Dichte aufweist, sammelt es sich im Hydrauliktank immer an der tiefsten Stellen. Somit empfiehlt es sich, im Tank eine „Wassersammelzone“, wo abgeschiedenes Wasser gesammelt wird, konstruktiv vorzusehen. Über einen Ablass in dieser Zone des Tanks kann eingedrungenes Wasser somit verhältnismäßig einfach aus dem Tank entfernt werden. Es empfiehlt sich zur Realisierung einer Wassersammelzone eine geneigte Tankbodenfläche (siehe Kapitel 3.3.2.4).
- Die Reinigung der Hydraulikanlage mittels Dampfstrahler bzw. mittels Hochdruckreiniger ist zu vermeiden.
- Defekte Absteifringe von Kolbenstangen, schadhafte Dichtungen sowie Undichtheiten im System die zum Eintrag von Wasser führen sollten ausgetauscht bzw. Schäden behoben werden.

<sup>58</sup> Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

<sup>59</sup> Vgl.: Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z

- Mit Wasser verschmutztes Öl kann mittels Vakuumgeräten getrocknet werden.
- Ölgebinde sollten vor dem Eintrag von Wasser geschützt werden (Ölfässer sollten nur liegend gelagert werden, damit bei unterschiedlichen Lagertemperaturen kein Unterdruck in den Fässern entstehen kann, was den Eintrag von Wasser zur Folge haben kann)
- Mittels Trocknungsgranulat kann die Luft die über den Belüftungsfiter in das Hydrauliksystem gelangt getrocknet werden.
- Durch den Einsatz von geeigneten Filtern können Verschmutzung auch in Form von Wasser aus dem Hydrauliksystem gefiltert werden. So gibt es zum Beispiel Filter, die freie Wassertröpfchen innerhalb des Hydrauliksystem chemisch binden, aber auch Filter die Hilfe von erzeugtem Vakuum oder dem sogenannten Coal'schen Effekt das Wasser aus dem Hydrauliköl filtern können.

### 3.3.4 Säuregehalt und Neutralisationszahl

Während des Betriebes werden in einer Hydraulikflüssigkeit langketttrige Polymere (=Alterungsprodukte), aber auch Säuren gebildet. Die Neutralisationszahl (NZ) oder auch Total Acid Number (TAN) genannt dient zur Klassifizierung des Säuregehaltes eines Mineralöls. Die Neutralisationszahl gibt an, wie viel mg Kaliumhydroxid benötigt wird, um den ph-Wert des Öls zu neutralisieren.

$$NZ = TAN = \frac{KOH}{\text{Öl}_{Menge}}$$

Formel 18 Neutralisationszahl

*NZ* Neutralisationszahl [mg/g]

*TAN* Total Acid Number [mg/g]

*KOH* Menge des Kaliumhydroxids [mg]

*Öl<sub>Menge</sub>* Menge des Öls [g]

Die Neutralisationszahl NZ ist ein direktes Maß für die Ölalterung, insofern von außen keine Säuren in das Hydrauliksystem gelangt sind. Eine hohe Neutralisationszahl bedeutet, dass die Hydraulikflüssigkeit einen hohen Säureanteil hat. Damit verbunden sind ein aggressives Verhalten des Hydrauliköls gegenüber Dichtungen, metallischen Komponenten des Hydrauliksystems und der menschlichen Haut.

Laut Hydrauliköllieferanten sollte das eingesetzte Öl bei einer Neutralisationszahl > 2 (4) gewechselt werden.<sup>60</sup>

<sup>60</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik



### 3.3.5 Feststoffverunreinigungen von Hydraulikflüssigkeiten

#### 3.3.5.1 Arten und Ursachen fester Verunreinigungen

Verunreinigungen durch Feststoffe sind die häufigste Ursache für den Ausfall und Störungen in Hydrauliksystemen. Die vollständige Definition von Feststoffverschmutzungen umfasst die Angabe der Fremdstoffpartikelanzahl, deren Größe, sowie die Partikelgrößenverteilung, die Form der vorhandenen Partikel und deren chemische Zusammensetzung. Prinzipiell kann bei Feststoffverschmutzungen eine Unterteilung in Primär- und Sekundärverschmutzung getroffen werden (siehe Kapitel 3.3.1).

Unter den Begriff Primärverschmutzung fallen alle Fertigungsrückstände, die vor der Inbetriebnahme der Anlage in das Hydrauliksystem gelangt sind, hierzu zählen:

- Fertigungsrückstände wie etwa Gussand, Lacksplitter oder Späne von der mechanischen Bearbeitung, Schweißperlen oder Material von Strahlvorgängen (Sandstrahlen, Glasperlstrahlen). Diese Verunreinigungen finden sich vor allem an schwer zugänglichen bzw. nicht einsehbaren Stellen wie etwa Sacklochbohrungen, Behälterecken und Rohreinbauten.
- Montagerückstände, unter diese Kategorie fallen alle Fremdstoffe die im Zuge der Montage der Anlage in das System gelangt sind. Hierzu zählen: Rückstände von Dichtungsmaterialien und Klebern, Partikel die bei der Montage losgebrochen sind, Partikel sich von Werkzeugen und Arbeitsgeräten gelöst haben und so in das System gelangt sind.
- Auch der Reinheitsgrad von frisch eingefülltem Öl entspricht oft nicht den Anforderungen der Hydraulikanlage. Je nach Herkunft, vom Hydraulikölkanister über Ölfässer bis hin zum Tankwagen können unterschiedlichste Verschmutzungen im Frischöl vorhanden sein.

Unter die Kategorie Sekundärverschmutzung fallen alle Partikel, die nach der Inbetriebnahme des Hydrauliksystems innerhalb des Systems entstehen, bzw. in das System eindringen. Hierzu zählen:

- Mechanisch bedingter Abtrag, dieser entsteht durch direkte Berührung von Bauteilen (z.B. bei Anlaufvorgängen oder Abreißen des erforderlichen Schmierfilmes) infolge hoher Flächenpressung (auch Adhäsion genannt). Weiters fällt die Abrasion unter diese Kategorie, unter Abrasion versteht man den Abtrag an Bauteilen, hervorgerufen durch Fremdpartikel.

- Unter die Kategorie strömungsbedingter Abtrag fällt die Erosion, hierbei werden von Bauteiloberflächen Elemente aufgrund von Partikeln mit hoher Geschwindigkeit abgetragen. Weiters kann es durch das Auftreten von Kavitation zu mechanischen Abtrag an Systemkomponenten kommen.
- Unter den Begriff Schmutzeintrag von außen fallen neben flüssigen und gasförmigen Verunreinigungen auch Feststoffpartikel. Der Eintrag solcher Partikel kann viele Ursachen haben, wie etwa das „Atmen“ des Vorratsbehälters (Schmutzpartikel in der Umgebungsluft) oder z.B. der Eintrag über defekte Dichtungen und Abstreiferringe.<sup>61</sup>

Eine Sonderposition stellen die Verschmutzungen aufgrund von Wartungsarbeiten dar, diese werden meistens unter der Kategorie der Primärverschmutzung genannt. In Einzelfällen werden planmäßig durchgeführte Wartungsarbeiten aber auch unter die Kategorie der Sekundärverschmutzungen eingeordnet. Eine eindeutige Zuordnung ist hier nicht möglich, da es sich bei Wartungsarbeiten aber meist um Arbeiten außerhalb des regulären Betriebes handelt, scheint eine Zuordnung in die Kategorie der Primärverschmutzung sinnvoller.

### 3.3.5.2 Auswirkungen von Feststoffverunreinigungen

Verunreinigungen der Hydraulikflüssigkeit haben letzten Endes immer einen wirtschaftlichen Nachteil zur Folge. Am Ende der jeder Betrachtung folgt der Schluss, dass Verunreinigungen zu erhöhten Kosten führen, sei es durch Kosten für Ersatzteile, Lohnkosten für erhöhten Wartungs- u. Reparaturaufwand oder Kosten für Produktionsausfall infolge von Maschinenstillstandszeiten. Folglich werden nur die unmittelbaren Folgen an den Systemkomponenten betrachtet. Durch Feststoffverunreinigungen kommt es unter anderem zu den folglich beschriebenen Problemen.

#### Partikelerosion

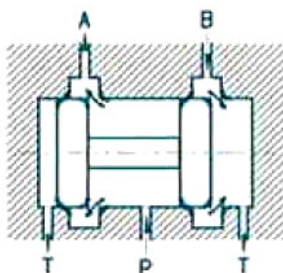


Abb. 51 Partikelerosion<sup>62</sup>

Es kommt zu einer Abrundung der (Steuer)Kanten infolge von hohen Strömungs- und somit hohen Partikelgeschwindigkeiten. Durch die Abrundung der Kanten verändert sich die Kennlinie des Bauteiles während des Betriebes. Das führt zu einem erhöhten Ölfluss

<sup>61</sup> Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

<sup>62</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

über das Bauteil und kann zu Problemen in der Regelung führen, die Folgen können bis zum Stillstand der gesamten Anlage führen.

## Partikelabrasion

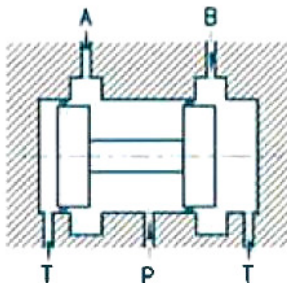


Abb. 52 Partikelabrasion<sup>63</sup>

Durch Partikel im Spalt kommt es zu einem Materialabtrag, der Spalt weitet sich mit der Zeit auf, es kommt zu einer höheren Leckage sowie zum Versorgungsdruckverlust.

## Silting

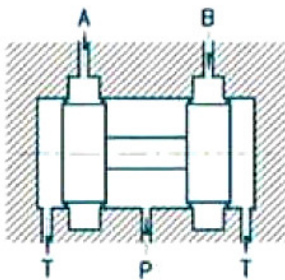


Abb. 53 Silting<sup>64</sup>

Beim Silting bewirken eingewanderte Partikel, dass die Schieberstellung fixiert wird, dieses Verhalten tritt insbesondere nach längeren Stillstandszeiten auf.

Speziell bei der Partikelabrasion und beim Silting sind Partikel, die in etwa die gleiche Größe wie das Spaltmaß aufweisen besonders gefährlich, während das Vorhandensein von Partikeln die wesentlich größer oder wesentlich kleiner als das Spaltmaß sind nicht so gefährlich ist. Die folgende Abbildung verdeutlicht diesen Zusammenhang:

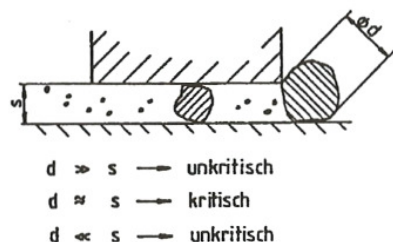


Abb. 54 Spalthöhe und Partikel<sup>65</sup>

<sup>63</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

<sup>64</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

<sup>65</sup> Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

Wie aus der vorangegangenen Abbildungen ersichtlich ist das Spaltmaß der eingesetzten Bauteile ein wesentlicher Faktor wenn es um die Einschätzung der Gefährdung durch Partikelverschmutzung geht. Die folgende Tabelle gibt einen Überblick über die in der Hydraulik gebräuchlichen Spaltmaße.

Gerät	Typ. Toleranzbereich ( $\mu\text{m}$ )
Zahnradpumpe:	
Zahnrad zur Seitenplatte	0,5 – 5
Zahnradumfang zu Gehäuse	0,5 – 5
Flügelzellenpumpe:	
Flügelspitzen	0,5 – 1
Flügelseiten	5 – 13
Kolbenpumpe:	
Kolben zu Zylinderbohrung	5 – 40
Steuerscheibe z. Zylinderblock	0,5 – 5
Servoventil:	
Steuerdüse	130 – 450
Prallplatte	18 – 83
Kolben zu Buchse	1 – 4
Wegeventil:	
Steuerdüse	130 – 10 000
Kolben zu Buchse	1 – 23
Scheibenventil:	0,5 – 1
Sitzventil:	13 – 40
Stellglieder:	50 – 250
Hydrostatische Lager:	1 – 25
Wälzlager:	0,5
Gleitlager:	0,5 – 100

Tab. 6 Spaltweiten von Hydraulikkomponenten<sup>66</sup>

Zur besseren Orientierung sei an dieser Stelle erwähnt, dass der Durchmesser eines menschlichen Haares in etwa bei 75-80 $\mu\text{m}$  liegt. Um Partikel mit freiem Auge wahrnehmen zu können ist eine Partikelgröße von rund 40 $\mu\text{m}$  erforderlich, kleinere Objekte können mit freiem Auge ohne Hilfsmittel nicht erkannt werden.

Neben der Größe der Partikel spielen auch noch die Form der Partikel sowie das Partikelmateriale entscheidende Rollen. So sind etwa weiche Dichtungspartikel bei weitem nicht so schädlich wie z.B. Aluminium oder Messingpartikel. Die größten Schäden verursachen Partikel aus sehr harten Materialien wie etwa Korund oder Rostpartikel.

Neben der Erosion, der Abrasion und dem Silting können gewisse feste Fremdstoffe auch die Schaumbildung in Hydraulikflüssigkeiten fördern. Des Weiteren kann es zu plastischen Verformungen kommen, wenn Wälzkörper in Anlagen sehr harte Fremdstoffe überrollen. Diese Verformungen können sowohl den Wälzkörper als auch den stillstehenden Teil betreffen. Aufgrund von Materialermüdung kommt es dann vermehrt an bereits verletzten Stellen zu Materialausbrüchen.

<sup>66</sup>

Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

### 3.3.5.3 Verhinderung von Feststoffverschmutzung

Einen gewissen Grad an Verunreinigung durch Feststoffe im Hydrauliköl wird man nie gänzlich vermeiden können, vor allem mechanisch- u. strömungsbedingter Abtrag wird bis zu einem gewissen Grad immer zu finden sein. Die Filtration von Hydraulikflüssigkeiten während des Anlagenbetriebes ist eine der Hauptaufgaben eines jeden Hydrauliksystems. Aus diesem Grund ist der Filtration von Hydraulikflüssigkeiten ein eigenes Kapitel gewidmet (siehe Kapitel 3.4). Aber schon in der Konstruktion kann der Grundstein für ein möglichst wenig verschmutztes Betriebsmedium gelegt werden. Anbei sind einige der wichtigsten Punkte angeführt, die im Zuge der Konstruktion bereits berücksichtigt werden können.

- Sofern möglich vermeiden von unzugänglichen Stellen, insbesondere von Sacklochbohrungen und Kanälen.
- Ablagerungsstellen vermeiden, dieser Punkt ist speziell bei Vorrattanks sehr schwierig in die Tat umzusetzen, da sich in den Ecken des Behälters immer Ölnester bilden werden.
- Beachtung der Zugänglichkeit für Wartungs- u. Revisionsarbeiten, insbesondere sollte auf gute Zugänglichkeit bei Revisionsöffnungen und bei Filterelementen geachtet werden.
- Vermeiden von Gradstellen (Fasen vorsehen), Gewinde nur wenn unbedingt notwendig in ungefährdeten Bereichen einsetzen.
- Während der Montage sollten keine Einpressvorgänge durchgeführt werden müssen, auch sollten bei der Montage keine Kleber verwendet werden.
- Tragflächen sollten ausreichend groß konstruiert werden, um die im Betrieb auftretende Flächenpressung möglichst gering zu halten.
- Bei Fertigungsteilen sollten möglichst harte Werkstoffe verwendet werden, um die Strahlerosion gering zu halten. Feine Oberflächen fördern zusätzlich den Schmierfilmaufbau.
- Große Saugleitungsquerschnitte bei Pumpen unterbinden Kavitationserscheinungen.

Die Berücksichtigung der angeführten Punkte ist in der Praxis oftmals nicht ohne Probleme in die Tat umzusetzen, da aus Gründen der Wirtschaftlichkeit meist Komponenten die es bereits am Markt gibt (=Katalogware) eingesetzt werden und diese meist nicht unter allen angegebenen Gesichtspunkten konstruiert und gebaut werden.

### 3.3.6 Reinheitsklassen von Hydraulikflüssigkeiten

Die Normen zur Definition der Reinheitsklassen von Hydraulikflüssigkeiten basieren alle auf der Auszählung der Fremdpartikel innerhalb von Ölproben. Zur Klassifizierung der Öltreinheit gibt es eine Vielzahl an nationalen und internationalen Normen aus den verschiedensten Bereichen (Luftfahrt, Industrie, Militär). Alle Normen basieren auf der Auszählung der in Proben enthaltenen Fremdpartikel, als Auszählungsverfahren finden sowohl mikroskopische Analysen als auch Auszählungen mit automatischen Partikelzählern Verwendung. Die drei gebräuchlichsten Normen zur Angabe von Reinheitsklassen in der Hydraulik sind die NAS 1638 die DIN ISO 4406 und die DIN ISO 11218.

#### 3.3.6.1 NAS 1638

Die NAS 1638 ist ursprünglich eine US-amerikanische Luftfahrtnorm, die Abkürzung NAS steht hierbei für „National Aerospace Standard“. Die Letztgültige Revision dieser Norm erfolgte 1992. Grundlage dieser Norm ist die ARP 598, eine nationale technische Richtlinie aus den USA. Nach NAS 1638 unterscheidet man 14 Reinheitsklassen, die logarithmisch gestaffelt sind. Jeder dieser Reinheitsklassen sind bestimmte Partikelkonzentrationsgrenzen in jedem der fünf Größenbereiche zugeordnet. Die Größenbereiche sind differentiell angegeben, das heißt, sie sind definiert als Bereiche zwischen einer unteren und einer oberen Partikelgrößengrenze.<sup>67</sup> Die folgende Abbildung zeigt die Einteilung in die 14 Klassen der Verschmutzung nach NAS 1638.

Größenbereich		Partikel / 100 mL)				
		5 - 15 µm	15 - 25 µm	25 - 50 µm	50 - 100 µm	> 100 µm
Klassen	00	125	22	4	1	0
	0	250	44	8	2	0
	1	500	89	16	3	1
	2	1000	178	32	6	1
	3	2000	356	63	11	2
	4	4000	712	126	22	4
	5	8000	1425	253	45	8
	6	16000	2850	506	90	16
	7	32000	5700	1012	180	32
	8	64000	11400	2025	360	64
	9	128000	22800	4050	720	128
	10	256.000	45.600	8.100	1.440	256
	11	512.000	91.200	16.200	2.880	512
	12	1.021.000	182.400	32.400	5.760	1.024

Tab. 7 Reinheitsklassen nach NAS 1638<sup>68</sup>

<sup>67</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

<sup>68</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

In der NAS 1638 Norm wird die Anzahl der Fremdpartikel einer gewissen Größe in einer Probe von 100ml angegeben. Es ist hier immer die Reinheitsklasse mit der höchsten Verschmutzung anzugeben. Wird z.B. bei einer Probe eine Verschmutzung mit Partikeln im Bereich von 15-25µm festgestellt, die einer Klasse 2 entspricht, aber die Feinstverschmutzung (Partikel im Bereich 5-15µm) nur einer Reinheitsklasse 5 genügt, so ist die gesamte Probe der Reinheitsklasse 5 zuzuordnen. Da die Angabe der Reinheitsklasse nach NAS 1638 keine Auskunft darüber gibt, ob es sich um Fein- oder Grobverschmutzung handelt, wird teilweise auch die Reinheitsklasse für alle, oder nur für bestimmte, relevante Bereiche angegeben.

### 3.3.6.2 DIN ISO 11218

Die DIN ISO 11218 ist ebenfalls eine Luftfahrtnorm, ihr liegt die nationale Norm AS 4059 der USA zugrunde. Es handelt sich hierbei um eine Modifikation der NAS 1638. Im Gegensatz zur NAS 1638 werden die Größenbereiche der Reinheitsklasse nicht differentiell sondern kumulativ angegeben. Das heißt es werden immer alle Partikel gezählt, die größer als eine bestimmte Partikelgrößenklasse sind. Im Vergleich zur NAS 1638 wurde der Feinstbereich mit 2µm eingeführt und der Grobbereich mit 100µm entfernt. Des Weiteren wurde eine zusätzliche Reinheitsklasse (000) hinzugefügt. Falls nicht anderes vereinbart wurde, wird zur Angabe der Öleinheit die Reinheitsklasse für 5µm herangezogen. Eine weitere Variante ist die Angabe der schlechtesten Reinheitsklasse mit dem dazugehörigen Partikelgrößenbereich.<sup>69</sup>

Größenbereich		Partikel / 100 mL)				
		> 2 µm	> 5 µm	> 15 µm	> 25 µm	> 50 µm
Klassen	000	164	76	14	3	1
	00	328	152	27	5	1
	0	656	304	54	10	2
	1	1.310	609	109	20	4
	2	2.620	1217	217	39	7
	3	5210	2.432	432	78	13
	4	10420	4.894	864	152	26
	5	20840	9.731	1731	306	53
	6	41680	19.462	3462	612	106
	7	84360	38.924	6924	1224	212
	8	168720	77.895	13859	2459	434
	9	337440	155698	279698	4898	848
	10	671.000	311.396	55.396	9.796	1.696
	11	1.340.000	622.792	110.792	19.592	3.392
	12	2.690.000	1.250.000	222.000	39.200	6.780

Tab. 8 Reinheitsklassen nach DIN ISO 11218<sup>70</sup>

<sup>69</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

<sup>70</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

### 3.3.6.3 DIN ISO 4406

Die DIN ISO 4406 ist die weltweit am meisten benutzte Norm, sie definierte in ihrer ursprünglichen Form insgesamt 26 Reinheitsklassen in logarithmischer Staffelung. Hierbei erfolgte die Ermittlung der Partikelanzahl ähnlich wie bei der DIN ISO 11218 kumulativ. Bei den Fremdpartikeln in den Proben werden immer alle Partikel gezählt, die größer als die Partikelgrößenklasse sind. Im Fall der DIN ISO 4406 waren das bis zur Überarbeitung im Jahr 1994 alle Partikel die größer als 5µm und größer als 15µm waren. Demnach bestand die Reinheitsklassenangabe immer aus zwei Zahlen. Die erste Zahl der Klassifizierung bezieht sich immer auf alle Partikel >5µm, die zweite Zahl gibt an, wie viele Partikel >15µm in der Probe enthalten sind. Im Jahre 1994 wurde die Norm überarbeitet, es entstand die ISO DIS 4406, in der eine zusätzliche Zahl die Anzahl aller Partikel größer als 2µm übernimmt. Die folgende Abbildung zeigt die Ermittlung der Reinheitsklasse in den üblicherweise gebräuchlichen Klassen von 8 bis 20. Da in der Regel der Anteil von kleinen Fremdpartikeln höher ist als der Anteil von größeren Partikeln, ist die Angabe dieser Reinheitsklasse üblicherweise eine Zahlenkombination aus fallend angeordneten Zahlen, wie als Beispiel in der Abbildung dargestellt 18/15/12.

Partikel pro 100 ml			
Klasse	Mehr als	bis	
20	500 x 10 <sup>3</sup>	1 x 10 <sup>6</sup>	
19	250 x 10 <sup>3</sup>	500 x 10 <sup>3</sup>	
18	130 x 10 <sup>3</sup>	250 x 10 <sup>3</sup>	
17	64 x 10 <sup>3</sup>	130 x 10 <sup>3</sup>	
16	32 x 10 <sup>3</sup>	64 x 10 <sup>3</sup>	
15	16 x 10 <sup>3</sup>	32 x 10 <sup>3</sup>	
14	8 x 10 <sup>3</sup>	16 x 10 <sup>3</sup>	
13	4 x 10 <sup>3</sup>	8 x 10 <sup>3</sup>	
12	2 x 10 <sup>3</sup>	4 x 10 <sup>3</sup>	
11	1 x 10 <sup>3</sup>	2 x 10 <sup>3</sup>	
10	500	1 x 10 <sup>3</sup>	
9	250	500	
8	130	250	

z.B. 18/ 15 / 12

2 µm : →

5 µm : →

15 µm : →

Tab. 9 Reinheitsklassen nach ISO DIS 4406<sup>71</sup>

Im Jahr 1999 wurde die ISO DIS 4406 abermals überarbeitet. In dieser letztgültigen Version der Norm wird nach der Art der Partikelanzählung unterschieden. Erfolgt die Auszählung der Fremdpartikel über ein mikroskopisches Analyseverfahren, bleiben die Partikelgrößenbereiche mit 5µm bzw. 15µm bestehen. Wird die Ermittlung der Partikelanzahl mit Hilfe eines automatischen Partikelzählers, kalibriert nach ISO 4402 vorgenommen, wird das Ergebnis auf die Partikelgrößenbereiche 4µm, 6µm und 14µm bezogen. In Sonderfällen, ist es nicht möglich, mit dem automatischen Partikelzähler die Partikel größer 4µm zu ermitteln, in diesem Fall kann an die erste Stelle des Codes ein waagrecht gesetzter Strich gesetzt werden.<sup>72</sup>

<sup>71</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

<sup>72</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis



Anzahl Partikel pro 100 ml						Code	
-		> 5 µm		> 15 µm			
> 4 µm (c)		> 6 µm (c)		> 14 µm (c)			
von	bis	von	bis	von	bis	Nur APC <sup>1)</sup>	
4 000 000	8 000 000	500 000	1 000 000	64 000	130 000	23 /	20 / 17
2 000 000	4 000 000	250 000	500 000	32 000	64 000	22 /	19 / 16
1 000 000	2 000 000	130 000	250 000	16 000	32 000	21 /	18 / 15
500 000	1 000 000	64 000	130 000	8 000	16 000	20 /	17 / 14
250 000	500 000	32 000	64 000	4 000	8 000	19 /	16 / 13
130 000	250 000	16 000	32 000	2 000	4 000	18 /	15 / 12
64 000	130 000	8 000	16 000	1 000	2 000	17 /	14 / 11
32 000	64 000	4 000	8 000	500	1 000	16 /	13 / 10
16 000	32 000	2 000	4 000	250	500	15 /	12 / 9
8 000	16 000	1 000	2 000	130	250	14 /	11 / 8
4 000	8 000	500	1 000	64	130	13 /	10 / 7
2 000	4 000	250	500	32	64	12 /	9 / 6
1 000	2 000	130	250	16	32	11 /	8 / 5
500	1 000	64	130	8	16	10 /	7 / 4

<sup>1)</sup> 3-stelliger Code nur bei Einsatz eines Automatischen Partikelzählers (APC)

Tab. 10 Reinheitsklassen nach ISO DIS 4406 Stand 1999<sup>73</sup>

## 3.4 Filtration von Hydraulikflüssigkeiten

### 3.4.1 Grund Filtration von Hydraulikflüssigkeiten

Filter in Hydrauliksystemen haben grundsätzlich die Aufgabe Feststoffverunreinigungen aus der Hydraulikflüssigkeit zu entfernen bzw. das Eindringen von Verschmutzungen zu verhindern.

Wie bereits in Kapitel 3.3.3.2 erwähnt, können mittels speziellen Filtern auch Verunreinigungen flüssiger Natur (Wasser) aus der Betriebsflüssigkeit gefiltert werden, solche Filter stellen aber eine Ausnahme dar. Weiters ist zu beachten, dass es Verunreinigungen, wie z.B. Kühlschmierstoffe gibt, die sich nicht durch Filtration aus dem Hydrauliköl entfernen lassen. Aufgrund dessen, das eine überwiegende Mehrheit der eingesetzten Filter zum Beseitigen von Feststoffverschmutzungen dient, werden in weiterer Folge nur solche Filter näher betrachtet. Die folgende Abbildung zeigt die Position der Filtrierung im Funktionsablauf einer Hydraulikanlage.

<sup>73</sup>

Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

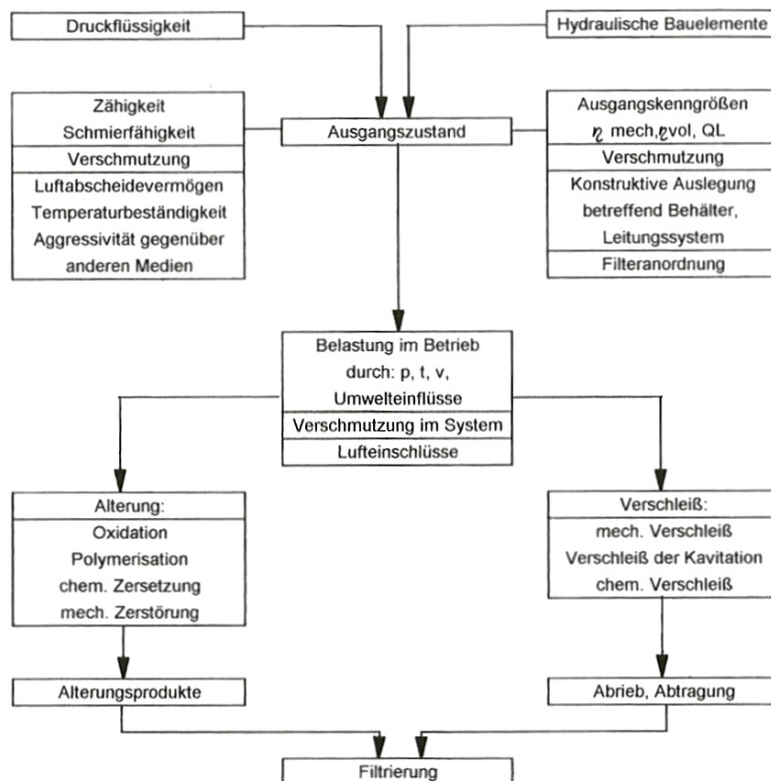


Abb. 55 Filtrierung im Funktionsablauf einer Hydraulikanlage <sup>74</sup>

Das Ziel der Filtration ist es, die Anlage vor Verschleiß bedingt durch verunreinigte Hydraulikflüssigkeiten zu schützen sowie plötzliche Ausfälle der Hydraulikanlage zu verhindern. Die Filtration der eingesetzten Hydraulikflüssigkeiten ist bei jeder Anlage zu beachten. Besondere Aufmerksamkeit ist der Filtration aber bei Anlagen mit Servo-, Regel- und Proportionalventilen aufgrund der geringen Spaltweiten in den Ventilen zu schenken. Um die Kosten für eine Hydraulikanlage in Hinsicht auf die Beschaffung, als auch in Hinsicht auf die Kosten während des Betriebes gering zu halten, ist für jede Anwendung die Erstellung eines anlagenspezifischen Filtrationskonzeptes erforderlich. Die Gestaltung des Filtrationskonzeptes ist in erster Linie von der geforderten Ölreinheitsklasse abhängig, die wiederum von den eingesetzten Komponenten innerhalb der Hydraulikanlage abhängig ist.

An dieser Stelle sei erwähnt, dass eine möglichst feine Filtrierung des Betriebsmediums nicht zwangsläufig die richtige Lösung der Filtrationsaufgabe ist. Die Filtrierung sollte aus Gründen der Wirtschaftlichkeit den Anforderungen der Anlage individuell angepasst werden.

### 3.4.2 Filtrierbarkeit von Hydraulikflüssigkeiten

Unter der Filtrierbarkeit des Öles versteht man die Fähigkeit des Öles kontinuierlich durch das Filterelement zu fließen. <sup>75</sup>

<sup>74</sup> Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

<sup>75</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

Die Flüssigkeitsmoleküle von reinem Hydrauliköl sind von sehr kleiner Größe, pro mm<sup>3</sup> Hydrauliköl sind etwa 10<sup>16</sup> Flüssigkeitsmodule enthalten. Allerdings kann es in der Praxis zum Verstopfen von Filtern, dem sogenannten „verlegen“ kommen. Das ist zurückzuführen auf Viskositätsindex-Verbesserer, solche Viskositätsindex-Verbesserer bestehen aus Riesenmolekülen und können zum Verlegen von Filtern ab einer Maschenweite von 3µm führen. Des Weiteren können Produkte, die bei der Ölalterung anfallen, Filterelemente verlegen. Natürlich können Filterelemente gemäß ihrer Bestimmung auch in Folge von Feststoffverschmutzungen (Kontamination) verlegt werden.

Um Hydraulikflüssigkeiten bezüglich ihrer Tendenz zur Filterverstopfung beurteilen zu können, zieht man die Filtrierbarkeit heran. Zur Bestimmung der Filtrierbarkeit gibt es zwei internationale Testmethoden, die ISO/DIS 13357-1 für Öle die Wasser enthalten und die ISO/DIS 13357-2 für wasserfreie Öle.

### **3.4.3 Erreichen der geforderten Reinheit vor dem Betrieb der Hydraulikanlage**

Eine spezielle Form der Filtration stellt das Erreichen der zum Betrieb notwendigen Ölreinheit im Hydrauliksystem dar. Bei dieser Reinigung geht es darum die Primärverschmutzung vor dem tatsächlichen Betrieb des Systems aus der Anlage zu entfernen. Vor allem im Bereich der Proportional- und Regelhydraulik sowie im Bereich der Servoventiltechnik muss diesem Vorgang eine besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Um die schmutzempfindlichen Komponenten der Hydraulikanlage nicht zu beschädigen, in erster Linie sind hiermit die Ventile angesprochen, werden diese so lange durch Spülplatten ersetzt, bis die Reinheit im System sichergestellt ist. Weiters soll das Reinigen des Systems helfen Initialschäden zu vermeiden. So werden Schäden bezeichnet, die im Zuge der Inbetriebnahme der Anlage entstehen, aber deren Auswirkungen nicht unmittelbar erkennbar sind. Initialschäden sind aber dafür verantwortlich, dass die Lebensdauer der Komponenten (stark) reduziert wird.

Die Durchführung von Wartungsarbeiten, Reparaturen und Umbauarbeiten an der Anlage bedeuten meist ebenfalls einen starken Schmutzeintrag für die Hydraulikanlage, aus diesem Grund ist die Reinheit des Betriebsmediums nach diesen Arbeiten gleich wie vor der Erstinbetriebnahme herzustellen.

Zum Erreichen der geforderten Systemreinheit sind folgende Schritte notwendig:

- Manuelles Reinigen der Anlage
- Befüllen der Anlage mit Frischöl über Filtrationsanlage
- Spülen des Systems

Die Einhaltung dieser drei Punkte garantiert allerdings nicht, dass kein vorzeitiger Ausfall von Anlagenkomponenten eintritt, da sich Schmutzpartikel oft erst im Betrieb, verursacht durch Vibrationen oder durch das Auftreten von Temperaturspitzen in der Anlage, lösen. Die typische Ausfallswahrscheinlichkeit sieht bei Hydraulikanlagen prinzipiell wie in der folgenden Abbildung dargestellt aus.

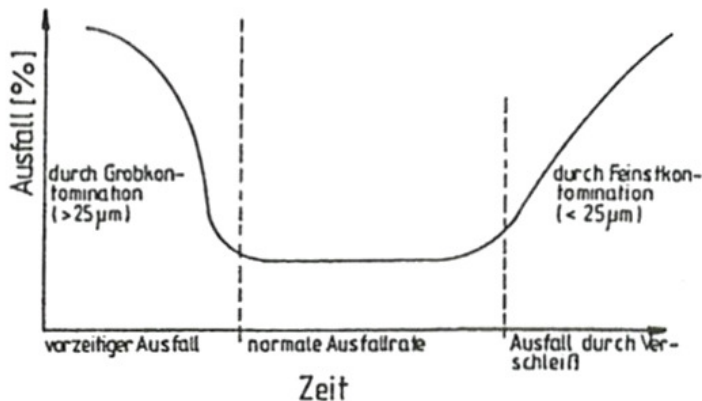


Abb. 56 Ausfallswahrscheinlichkeit durch Verschmutzung<sup>76</sup>

### 3.4.3.1 Manuelles Reinigen der Anlage

Insbesondere vor der Erstbefüllung, aber auch nach Reparatur- Wartungs- und Umbauarbeiten an der Anlage ist eine Reinigung durchzuführen. Vor der Erstbefüllung sind alle Bereiche der Anlage zu reinigen, sofern es die Zugänglichkeit erlaubt. Unzugängliche Stellen wird es in Hydrauliksystemen immer geben, auch wenn bereits in der Konstruktionsphase versucht wurde solche Stellen zu vermeiden. Zur Reinigung von Hydraulikrohrleitungen gibt es spezielle Reinigungsmaschinen, mit diesen Maschinen werden Reinigungspfropfen unter dem Einsatz von Druckluft mit hoher Geschwindigkeit durch die Hydraulikleitungen gedrückt, um die innenliegenden Flächen der Leitungen zu reinigen. Eine derartige Reinigung kann allerdings nur bei Hydraulikrohren und nicht bei Hydraulikschläuchen angewendet werden. Diese Reinigungsmaschinen können auch leihweise von Lieferanten von Hydraulikkomponenten bezogen werden.

### 3.4.3.2 Befüllen der Anlage über Filtrationsaggregat

Die Verschmutzung durch Neuöl ist eine der größten Schmutzeintragsquellen bei Hydrauliksystemen. Laut DIN 51524 sind 0,05 Gewichtsprozent Feststoffe im Fassöl im Anlieferungszustand zulässig. Aus diesem Grund darf die Befüllung von Anlagen in der schmutzempfindliche Komponenten eingesetzt werden (Servo-, Regel- und Proportionalhydraulik) nur über Filteraggregate erfolgen. Die Filterfeinheit muss mindestens der Filterfeinheit der im System befindlichen Filter entsprechen. Bei dem Befüllfilter muss es sich um einen Filter mit einem  $\beta_x$ -Wert von mindestens 100 handeln

<sup>76</sup>

Vgl.: Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen

(siehe Kapitel 3.4.6.1). Die Gefahr des Schmutzeintrages durch Frischöl besteht natürlich auch in gleichem Maße beim Nachfüllen von Öl sowie beim Wechsel des Öles. Als Befüllfilteraggregat kann ein separates Serviceaggregat dienen, solche Aggregate sind ebenso leihweise über Lieferanten von Hydraulikkomponenten zu beziehen. Es besteht aber auch die Möglichkeit, dass ein Systemfilter als Befüllfilter fungiert, es ist aber zwingend darauf zu achten, dass das eingefüllte Öl direkt vor dem Filter in den Hydraulikkreis gelangt und nicht vor dem Passieren des Filters bereits andere Komponenten des Hydrauliksystems verschmutzt.

### **3.4.3.3 Spülen des Systems**

Nach dem manuellen Reinigen der Hydraulikanlage ist die Systemreinheit noch nicht gegeben. Da es in jedem Hydrauliksystem Komponenten gibt, die manuell nicht (ausreichend) gereinigt werden können, ist es notwendig Anlagen mit empfindlichen Hydraulikkomponenten vor der tatsächlichen Inbetriebnahme zu spülen. Weiters werden beim Spülen eventuell im Öl noch vorhandene Fremdstoffe ausgefiltert. Zum Spülen der Anlage müssen alle empfindlichen Bauteile gegen Spülplatten bzw. Spülblöcke getauscht werden. In erster Linie sind die Proportional- Regel- und Servoventile die empfindlichsten Komponenten im System. Die Ventile aller namhaften Hersteller haben genormte Anschlussmaße, für diese Maße sind auch Spülplatten erhältlich. Beim Spülen wird das Hydrauliköl durch die Anlage gepumpt, um die Verschmutzungen an den unzugänglichen Stellen im System zu lösen. Da das Hydrauliköl im Kreis gefördert wird, gelangt der Schmutz zu den Filtern und wird dort ausgefiltert. Beim Spülen ist darauf zu achten, dass alle Komponenten im Zuge des Spülvorganges vom Hydrauliköl durchströmt werden, nur so kann sichergestellt werden, dass die geforderte Systemreinheit erreicht wird. Während des Spülvorganges ist besonderes Augenmerk auf die Filter im System zu legen. Diese können innerhalb kurzer Zeit sehr stark verschmutzen. Sollte die Verschmutzungsanzeige (siehe Kapitel 3.4.5.3) eines Filters ansprechen, so ist das Filterelement umgehend auszutauschen. Der Spülvorgang sollte bei niedrigem Druck durchgeführt werden. Wird die Hochdruckpumpe des Systems zur Förderung des Hydrauliköles verwendet, muss bedacht werden, dass die Pumpe der Verschmutzung ausgesetzt wird. Um die Hochdruckpumpe zu schützen kann auch eine eigene Spülpumpe Verwendung finden. Es ist ebenfalls möglich, eine eigene Spülflüssigkeit zum Reinigen der Anlage einzusetzen. Um die tatsächliche Systemreinheit zu ermitteln ist es notwendig eine Ölprobe zu nehmen und die darin befindlichen Fremdstoffe zu bestimmen. Als Faustregel gilt, dass beim Spülen das gesamte Ölvolumen der Anlage zumindest 100mal über einen Absolutfilter (siehe Kapitel 3.4.6.1) gefördert werden muss.

Wie angeführt sollte der Spülvorgang bei niedrigem Druck durchgeführt werden. In einschlägiger Literatur finden sich sogar explizite Hinweise darauf, dass von höherem Druck und von Schaltvorgängen, die ein plötzlich verändertes Druckniveau und eine sprunghaft veränderte Durchflussmenge zur Folge haben, während des Spülens Abstand genommen werden soll, da Komponenten im Hydrauliksystem, in erster Linie Dichtungen,

bedingt durch diese Drückstöße Schaden nehmen könnten. Versuche an der Technischen Universität Graz haben gezeigt, dass sich durch Schaltvorgänge und damit hervorgerufene Druckschläge Verunreinigungen im System lösen lassen und somit helfen Schäden im weiteren Betrieb der Anlage zu vermeiden. Die beiden nachfolgenden Abbildungen zeigen die Auswertung derartiger Versuche. Zur Beurteilung der Ölreinheit wurden Proben genommen und die darin enthaltenen Fremdstoffpartikel ausgezählt. Auf den Abbildungen sind schlagartige Verschlechterungen der Ölreinheit ersichtlich, die ihren Ursprung in Druckschlägen verursacht durch Schaltvorgänge haben.

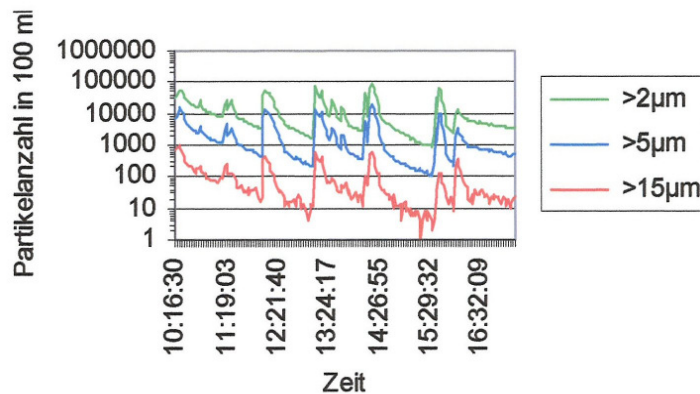


Abb. 57 Ölreinheit eines Ventilblocks während des Spülens mit Druckschlägen<sup>77</sup>

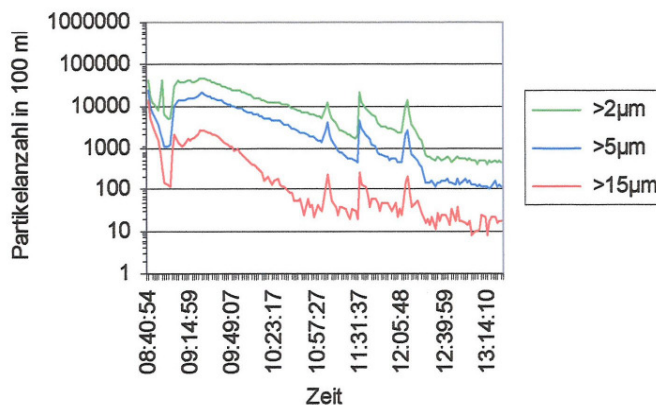


Abb. 58 Ölreinheit von Druckleitungen während des Spülens mit Druckschlägen<sup>78</sup>

### 3.4.4 Arten von Filtern - Einsatzorte im Hydrauliksystem

Neben einer Vielzahl an Filterkenngrößen wird eine erste grobe Unterteilung der Filter von Hydrauliksystemen nach dem zulässigen Betriebsdruck des Filters vorgenommen. Der Betriebsdruck des Filters gibt an, bei welchem dauerhaft anliegenden Druck die Filter betrieben werden können.

<sup>77</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

<sup>78</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

Man unterscheidet zwischen:

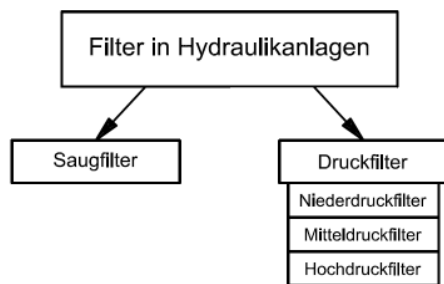


Abb. 59 Unterscheidung von Filtern nach dem Druckbereich

Bis zu einem Überdruckbereich von bis zu 25 bar spricht man von Niederdruckfiltern, zwischen 25 und 210 bar gilt die Bezeichnung Mitteldruckfilter. Ab Betriebsdrücken von 210 bar ist die Rede von Hochdruckfiltern. Liegt am Filter Unterdruck an, so ist die Rede von Unterdruck- oder Saugfiltern.

Der Druckbereich der eingesetzten Filter hat wesentliche Auswirkungen auf die Kosten der Filter. Bei Anlagen mit empfindlichen Komponenten ist ein Einsatz von Mittel- bzw. Hochdruckfiltern allerdings unumgänglich.

Weiters kann eine Unterscheidung der Filter nach dem Einbauort im Hydrauliksystem vorgenommen werden. Die folgende Abbildung zeigt überblicksmäßig die wichtigsten Einbauorte von Filtern im Hydrauliksystem.

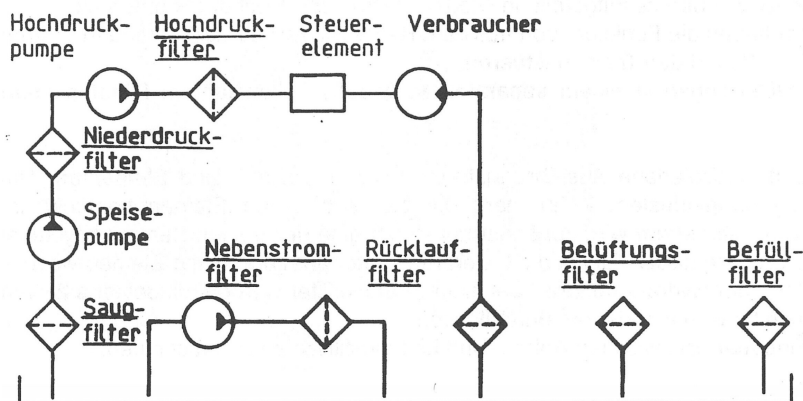


Abb. 60 Einsatzorte von Hydraulikfiltern<sup>79</sup>

### 3.4.4.1 Saugfilter

Mit Hilfe eines Saugfilters wird das von der Pumpe angesaugte Öl filtriert. Die Filterfeinheit kann nur relativ grob ausgeführt werden, da Hydraulikpumpen nur begrenzt saugfähig sind. Zusätzlich ist bei der Verwendung eines Saugfilters der Unterdruck vor der Pumpe zu überwachen (Unterdruckschalter), da die Kavitationsgefahr bei der Pumpe stark ansteigt, wenn sich der durch den Saugfilter verursachte Unterdruck erhöht (=Verlegen des Filters).

<sup>79</sup>

Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

#### **3.4.4.2 Niederdruckfilter**

Die gesamte der Anlage zugeführte Hydraulikölmenge wird filtriert. Niederdruckfilter sind im Vergleich zu Hochdruckfiltern sehr preiswert. Niederdruckfilter sind vor der Hochdruckpumpe installiert. Da die Hochdruckpumpe für den Eintrag von Schmutz verantwortlich sein kann, werden die empfindlichsten Komponenten der Hydraulikanlage nicht ausreichend geschützt. Zusätzlich zum Niederdruckfilter ist dann ein Hochdruckfilter zu installieren. Weiters ist zu beachten, dass die Hydraulikanlage zum Tausch des Niederdruckfilterelementes abgeschaltet werden muss. Die Installation eines Niederdruckfilters ist allerdings immer in Betracht zu ziehen, da ein Niederdruckfilter die Standzeit des teuren Hochdruckfilterelementes erheblich verlängern kann. Um ein Verlegen des Filterelementes zu erkennen empfiehlt sich die Installation einer Differenzdrucküberwachung. Bei zu hohem Differenzdruck steigt die Gefahr der Kavitation an der Hochdruckpumpe.

#### **3.4.4.3 Hochdruckfilter**

Hochdruckfilter sind die kostenintensivsten Filter. Allerdings ist nur durch die Installation solcher Hochdruckfilter der Schutz an den empfindlichsten Bauteilen (Proportional-, Regel- und Servoventile) gegeben, da sich zwischen dem Hochdruckfilter und dem zu schützenden Element keine wesentlichen Schmutzeintragskomponenten mehr befinden. Bei Hochdruckfiltern ist zu beachten, dass die Anlage zum Wechseln des Filterelementes ausgeschaltet werden muss. Es ist zu bedenken, dass die Pumpe durch den Hochdruckfilter nicht geschützt ist. Hochdruckfilter dürfen keinesfalls mit Bypassleitungen ausgerüstet sein, da die Gefahr von Schäden an Ventilen nach dem Filter auch bei kurzzeitiger Umgehung besteht. Eine Filterüberwachung sollte installiert werden, um die dem Steuerelement sowie dem Verbraucher zugeführten Öldruck sicherzustellen.

#### **3.4.4.4 Rücklauffilter**

Rücklauffilter filtrieren die gesamte von der Anlage zurückströmende Hydraulikflüssigkeit bevor die Flüssigkeit den Ölvorratsbehälter erreicht. Anlagen mit empfindlichen Komponenten benötigen aber zusätzlich zum Rücklauffilter Hochdruckfilter um die Ölreinheit zu gewährleisten. Weiters ist zu beachten, dass die Anlage zum Wechseln des Filterelementes ausgeschaltet werden muss. Rücklauffilter sind als Niederdruckfilter ausgeführt und somit verhältnismäßig kostengünstig. Der Rücklauffilter ist üblicherweise mit einem Bypass ausgestattet. Es ist allerdings zu beachten, dass die Erhaltung der Ölreinheit bei längerfristig geöffnetem Bypass nicht gegeben ist, aus diesem Grund empfiehlt sich die Installation einer Differenzdrucküberwachung.



#### **3.4.4.5 Nebenstromfilter**

Der Nebenstromfilter arbeitet unabhängig vom Arbeitsprozess, das ist von großem Vorteil bei hohem Öltankvolumen in Verbindung mit (teilweise) kleiner Arbeitsölmenge. Der Nebenstromfilter ist als Niederdruckfilter ausgeführt und somit sehr kostengünstig. Ein Austausch des Filterelementes ist während des Betriebes der Anlage möglich. Nebenstromfilter sind kein Ersatz für Hochdruckfilter. Weiters ist der höhere Investitionsbedarf (eigener Pumpenkreis) sowie der höhere Energiebedarf der Gesamtanlage bei Filtrierung im Nebenstrom zu beachten.

#### **3.4.4.6 Befüllfilter**

Befüllfilter sind in Kombination mit BelüftungsfILTER am Geläufigsten. Befüllfilter haben ein Einfüllsieb, das grobe Verunreinigungen des zugeführten Neuöles aufhält. Bei Anlagen in denen Proportional-, Regel- oder Servoventile eingesetzt werden, ist von der Installation eines Befüllfilters im Normalfall abzusehen, da das Einfüllsieb die geforderte Öltreinheit nicht gewährleistet. Empfindliche Systeme dürfen nur über separate Befüllstationen oder Anschlüsse vor einem Feinfilter befüllt werden.

#### **3.4.4.7 BelüftungsfILTER**

Ein BelüftungsfILTER muss an jedem Ölvorrattank installiert sein. Er ermöglicht die Atmung des Vorratsbehälters. Der BelüftungsfILTER muss zumindest die Filterfeinheit der Feinfilter im System haben.

### **3.4.5 Aufbau von Filtern**

Prinzipiell sind Filter – bis auf wenige Ausnahmen – vom Aufbau her unterteilt in ein Filtergehäuse und ein Filterelement. Wobei das Filterelement für die eigentliche Filtration verantwortlich ist. Mit Hilfe des Filterelements wird der Schmutz von der Hydraulikflüssigkeit getrennt. Ist das Element mit Schmutz verlegt, steigt der vor und nach dem Filterelement gemessene Differenzdruck, stark an. Das ist ein Anzeichen für eine notwendige Auswechsellung des Elementes. Eine Reinigung des Elementes ist in den meisten Fällen nicht möglich und auch nicht wirtschaftlich.

In der Regel bestehen Filterelemente aus den beiden Endscheiben, dem Faltstern (eigentliches Filtermaterial) und der Innenzarge. Wobei die Durchströmungsrichtung des Elementes immer von außen nach innen ist. Die Faltung der Filtermatte erfolgt sternartig um die Oberfläche und somit die Filtrierleistung des Filterelementes zu erhöhen.

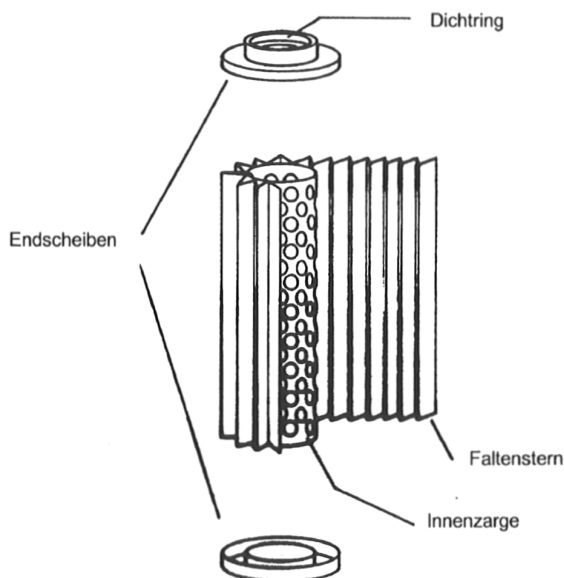


Abb. 61 Aufbau eines Filterelementes<sup>80</sup>

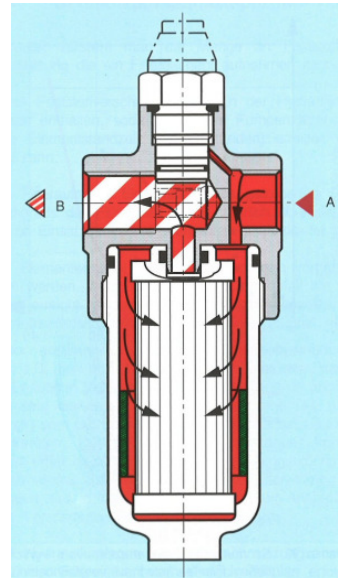


Abb. 62 Durchströmung von Filterelementen<sup>81</sup>

Die Filterelemente können grundsätzlich in zwei Kategorien eingeteilt werden, in Oberflächenfilter, hier werden Verunreinigungen nur an der Oberfläche des Filtermediums abgelagert, und Tiefenfilter, bei denen Verunreinigungen über die gesamte Tiefes des Elementes aufgenommen werden. Ein weiterer Vorteil von Tiefenfiltern liegt darin, dass auch lange, dünne Verunreinigungen aufgenommen werden können.

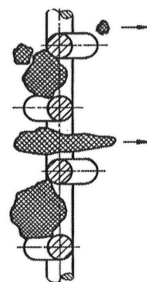


Abb. 63 Wirkungsweise eines Oberflächenfilters<sup>82</sup>

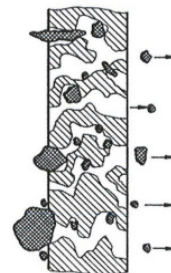


Abb. 64 Wirkungsweise eines Tiefenfilters<sup>83</sup>

### 3.4.5.1 Filtermaterialien

Ein weiterer, wichtiger Punkt sind die Materialien die im Filter Verwendung finden. Die Verträglichkeit der im Filter eingesetzten Materialien ist nach ISO 2943 nachzuweisen. Im Wesentlichen ist darauf zu achten, dass alle mit der Hydraulikflüssigkeit in Kontakt kommenden Materialien ölverträglich sind. Weiters ist darauf zu achten, dass es zwischen dem Hydrauliköl und dem Filtermaterial zu keiner Wechselwirkung kommt.

<sup>80</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

<sup>81</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

<sup>82</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

<sup>83</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

### 3.4.5.2 Filterbypass

Da das Filterelement durch zu hohe Differenzdrücke (gemessen direkt vor bzw. hinter dem Filterelement), verursacht durch hohe Startviskositäten oder Verschmutzungen Schaden nehmen kann, besteht die Möglichkeit einen Filterbypass zu installieren. Mittels eines installierten Filterbypasses kann die Anlage auch bei einem für das Filterelement zu hohen Differenzdruck weiterhin betrieben werden. Es bleibt aber zu bedenken, dass ein geöffneter Bypass die Filterleistung erheblich verringert und somit die Öleinheit nicht gewährleistet werden kann. Aus diesem Grund sind Verschmutzungsanzeigen zu installieren. Der Filterbypass kann mittels einer externen Umgehungsleitung mit einem Überströmventil mit definiertem Öffnungsdruck bzw. mittels eines direkt in das Filterelement integrierten Öffnungsventils (ebenfalls mit definiertem Öffnungsdruck) realisiert werden. Die folgende Abbildung zeigt einen direkt im Filter integrierten Bypass.

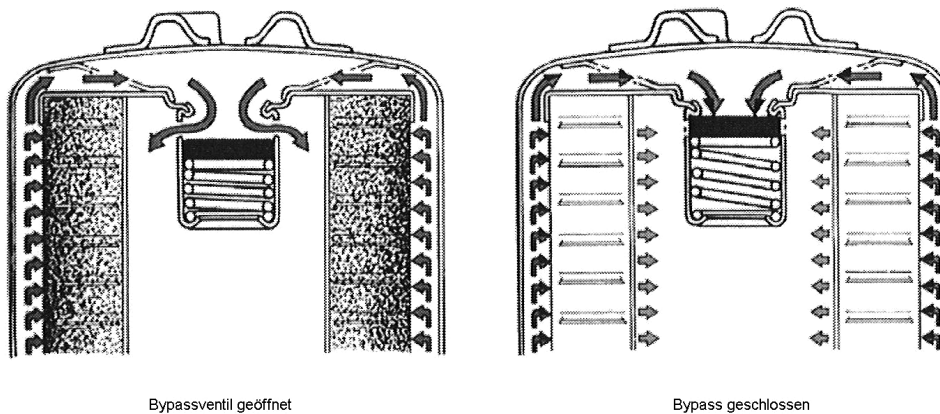


Abb. 65 Filter mit integriertem Bypass <sup>84</sup>

### 3.4.5.3 Verschmutzungsanzeige

Zur Anzeige bzw. zur Überwachung des Differenzdruckes über Filterelemente können Verschmutzungsanzeigen vorgesehen werden. Diese Anzeigen überwachen den Differenzdruck über das Filterelement bzw. den Staudruck vor einem Filterelement. Verschmutzungsanzeigen sind notwendig, um das Verlegen von Filtern rechtzeitig zu erkennen und die Filterelemente zu wechseln. Im Wesentlichen wird zwischen optischen und elektrischen Verschmutzungsanzeigen unterschieden. Optische Verschmutzungsanzeigen bedürfen zyklischer Kontrolle und müssen an gut einsehbaren Stellen montiert werden. Elektrische Verschmutzungsanzeigen liefern ein Signal, dass direkt in die Steuerung der Anlage eingebunden werden kann. In den beiden folgenden Abbildungen sind eine optische Verschmutzungsanzeige sowie ein elektrischer Differenzdruckschalter abgebildet.

<sup>84</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik

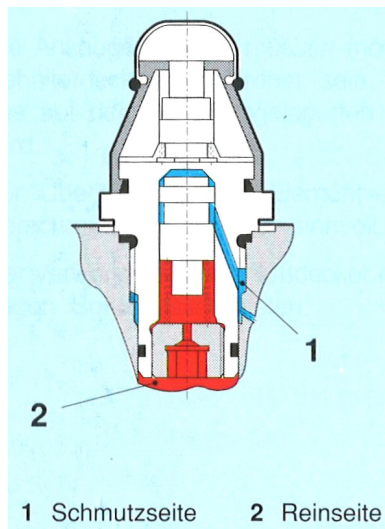


Abb. 66 Optische Verschmutzungsanzeige<sup>85</sup>

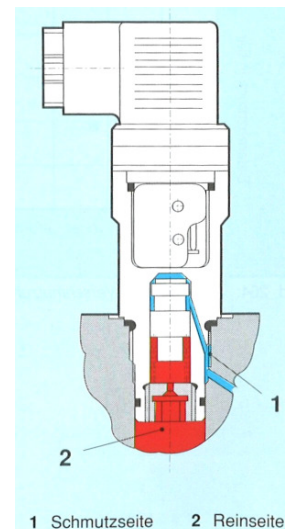


Abb. 67 Elektrischer Differenzdruckschalter<sup>86</sup>

### 3.4.6 Kenngrößen von Filtern

Für die Auswahl des geeigneten Filters für das Hydrauliksystem gilt es neben den Werten für den Druckbereich und dem Druckabfall, die max. Durchflussmenge und der Einsatztemperatur sowie den verwendeten Werkstoffen noch eine Vielzahl an Filterkenngrößen zu beachten. Anbei sind die wichtigsten dieser Kenngrößen näher beschrieben.

#### 3.4.6.1 $\beta_x$ -Wert und Abscheidegrad

In der Idealvorstellung hat das Vlies eines Filterelementes eine definierte Maschenweite und aus der Hydraulikflüssigkeit die das Vlies durchströmt werden alle Partikel, die größer als die Maschenweite des Filtervlieses sind zurückgehalten, sprich ausgefiltert. In der Realität stimmt diese Vorstellung nicht. Ein bestimmter Anteil von Partikeln befindet sich auch nach dem Filterelement noch in der Hydraulikflüssigkeit. Zur Beurteilung der tatsächlichen Rückhalteleistung von Filtern gibt es den sogenannten  $\beta_x$ -Wert. Dieser Wert beruht auf der Auszählung aller im Fluid vorhandenen Partikel größer einer bestimmten Partikelgröße  $x$  vor und nach einem Filterelement. Das Verhältnis der beiden Partikelanzahlen ist der dimensionslose Wert  $\beta_x$ . Wobei es möglich ist den  $\beta_x$ -Wert für jeden beliebigen Partikelgrößenwert  $x$  zu ermitteln.

$$\beta_x = \frac{n_{Z-Aufstrom} \geq x_{PG}}{n_{Z-Abstrom} \geq x_{PG}}$$

Formel 19 Berechnung des  $\beta_x$ -Wertes

$\beta_x$  Schmutzpartikelverhältniszahl über einen Filter [.]

<sup>85</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

<sup>86</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

$n_{Z-Aufstrom}$  Anzahl Partikel vor dem Filter [.]

$n_{Z-Abstrom}$  Anzahl Partikel nach dem Filter [.]

$x_{PG}$  Betrachtete Partikelgröße [ $\mu\text{m}$ ]

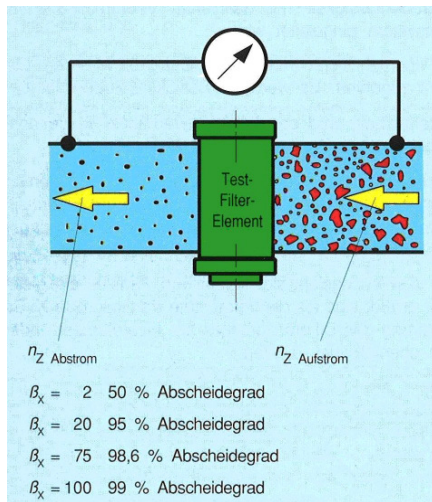


Abb. 68 Ermittlung des  $\beta_x$ -Wertes<sup>87</sup>

Die Bestimmung des  $\beta_x$ -Wertes erfolgt mittels des sogenannten Multi-Pass-Tests. Dieses Testverfahren ermöglicht den Vergleich von Filterelementen unterschiedlicher Hersteller. Das Testverfahren ist nach ISO 4572 genormt. Aus dem  $\beta_x$ -Wert lässt sich direkt das Abscheidevermögen (=Abscheidegrad) berechnen.

$$\varepsilon_x = 1 - \frac{1}{\beta_x}$$

Formel 20 Abscheidegrads

$\varepsilon_x$  Abscheidegrad eines Filters [.]

$$\varepsilon_{x(\%)} = 1 - \frac{1}{\beta_x} * 100\%$$

Formel 21 Prozentueller Abscheidegrad

$\varepsilon_{x(\%)}$  Prozentueller Abscheidegrad eines Filters [%]

Aufgrund von mehrmals geänderten Normen gibt es in der Literatur unterschiedliche Angaben darüber, ab welchem  $\beta_x$ -Wert, bzw. damit verbundenen Abscheidegrad es sich um eine Absolutfiltration handelt. Laut der Norm DIN ISO 24550 handelt es sich ab einem  $\beta_x$ -Wert von 200  $\mu\text{m}$  einen Absolutfilter.

Weiters ist auf eine gute  $\beta_x$ -Wert Stabilität zu achten. Die  $\beta_x$ -Wert Stabilität gibt an, wie sich der  $\beta_x$ -Wert in Abhängigkeit des Differenzdrucks verhält. Der Maximalwert für den Differenzdruck der während des Betriebes der Anlage erreicht werden kann (bevor der Bypass öffnet, bzw. die Verschmutzungsanzeige anspricht) muss hinsichtlich des  $\beta_x$ -Wertes beachtet werden.<sup>88</sup>

<sup>87</sup> Vgl.: Ewald, R.; .... Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

<sup>88</sup> Vgl.: Ewald, R.; .... Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

### 3.4.6.2 Filterfeinheit

Ein weiterer oft verwendeter Begriff in Zusammenhang mit Hydraulikfiltern ist die Filterfeinheit. Die Filterfeinheit steht in direktem Zusammenhang mit dem  $\beta_x$ -Wert und somit auch mit dem Abscheidegrad.

Die Feinheit der Hydraulikfilter ist nach DIN ISO 24550 Teil 2 in  $x=3, 6, 10, 16$  und  $25\mu\text{m}$  abgestuft. Hierbei muss die Bedingung  $\beta_x \geq 75$  nach DIN ISO 4572 erfüllt sein.<sup>89</sup>

Das bedeutet, dass die Filterfeinheit auf die Feststoffpartikelgröße bezogen ist, bei der mit Hilfe des Filterelementes ein Abscheidegrad von mindestens 98,6% erreicht wird.

### 3.4.6.3 Schmutzaufnahmekapazität und Filterstandzeit

Unter der Schmutzaufnahmekapazität versteht man die Menge an Feststoffverschmutzung, die ein Filterelement aufnehmen kann. Diese Feststoffverschmutzung ist in der Hydraulikflüssigkeit enthalten, sodass über den Pumpenförderstrom eine Filterelementstandzeit (Betriebsstunden) ermittelt werden kann. Ein Elementwechsel muss spätestens dann vorgenommen werden, wenn der zulässige Druckabfall am Element erreicht ist und der Verschmutzungsanzeiger bei Betriebsviskosität der Hydraulikflüssigkeit Signal gibt.<sup>90</sup>

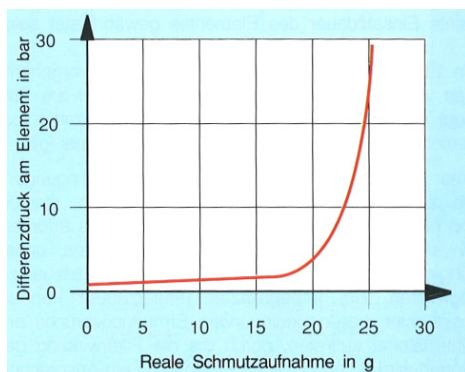


Abb. 69 Kennlinie für die Schmutzaufnahme eines Filterelementes<sup>91</sup>

Es ist zu beachten, dass bei hoher Startviskosität des Betriebsmediums der Differenzdruck über das Filterelement wesentlich höher sein kann als bei Betriebstemperatur. Eine genaue Ermittlung der Filterstandzeit ist in der Projektierung der Anlage nicht möglich, da die Filterstandzeit von sehr vielen Faktoren abhängig ist. In der Praxis wird deshalb zum Einen die vom Hersteller empfohlene Durchflussleistung über den Filter und zum Anderen ein möglichst geringer Differenzdruck des sauberen Filterelements beachtet. Hier gilt natürlich, dass ein größerer Filter mehr Schmutz aufnehmen kann und somit eine längere Filterstandzeit aufweist. Größere Filtereinheiten sind dafür teurer in der Anschaffung und benötigen mehr Einbauraum.

<sup>89</sup> Vgl.: Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis

<sup>90</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

<sup>91</sup> Vgl.: Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2

### 3.4.7 Überblick Filtrationskonzepte

Je nach Art der Anwendung, der Empfindlichkeit der eingesetzten Komponenten und der somit vorgegebenen erforderlichen Reinheitsklasse, sind Filtrationskonzepte anlagenspezifische Konzepte, die für jeden Anwendungsfall individuell zu erstellen sind. Aus diesem Grund wird im Folgenden nur eine grobe Übersicht über die in der Praxis angewendeten Filtrationskonzepte gegeben.

Neben der Unterteilung der Filter nach dem Einsatzort und dem Druckbereich kann noch folgende Unterteilung der Filter in ihre Aufgabenbereiche vorgenommen werden.

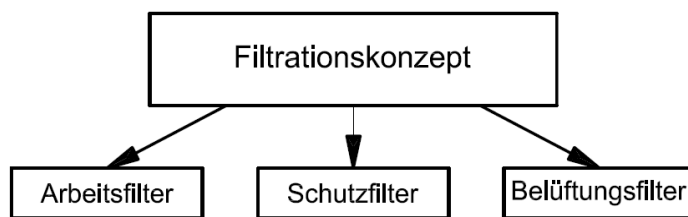


Abb. 70 Übersicht Filtrationskonzepte

#### 3.4.7.1 Arbeitsfilter

Arbeitsfilter haben die Aufgabe die vom System geforderte Reinheit des Betriebsmediums zu erreichen und aufrecht zu erhalten. Da die Arbeitsfilter die eigentliche Filtrationsaufgabe im System übernehmen, müssen Arbeitsfilter in jeder Hydraulikanlage vorhanden sein, sie sind in der Regel die feinsten Filter im System, unter Umständen sind noch andere, gleich feine Filter vorhanden, allerdings sind keine feineren Filter mehr vorhanden. Die Ausführung, die Anzahl und die Anordnung der Filter ist vom System abhängig. Es empfiehlt sich der Einbau von Verschmutzungsanzeigen, Ausführungen mit Bypass sind je nach Anwendungsfall zu überdenken.

#### 3.4.7.2 Schutzfilter

Schutzfilter müssen nicht in jeder Anlage vorhanden sein. Sie dienen zum Schutz von empfindlichen Komponenten (z.B. verbaut zum Schutz empfindlicher Ventile direkt vor, am oder im Ventil) aber auch zum Schutz vor gefährlichen Komponenten (z.B. direkt nach Komponenten die für den Eintrag von Schmutz in das System verantwortlich sein können). Schutzfilter übernehmen keine eigentliche Filtrationsaufgabe, und können aus diesem Grund sehr klein ausgeführt werden. Der Hauptaufgabenbereich der Schutzfilter liegt im kurzfristigen Schutz der Komponenten bei Störungen im System (z.B. Ventil wird vor einem Gebrechen in der Förderpumpe kurzzeitig vor grobem Schmutz geschützt). Die Ausführung einer Verschmutzungsanzeige ist nicht unbedingt notwendig. Es ist zu beachten, dass Schutzfilter nicht mit Bypassleitungen versehen werden dürfen.



### 3.4.7.3 BelüftungsfILTER

Müssen an jedem Vorratstank vorhanden sein, um den sich veränderbaren Ölpegel auszugleichen (=Atmung des Behälters). BelüftungsfILTER müssen zumindest die gleiche Filterfeinheit wie die Arbeitsfilter haben.

### 3.4.7.4 Filterbestimmung

Vor der eigentlichen Auslegung der Filter muss sowohl die Aufgabe des Filter im System als auch dessen Einsatzort und somit der Druckbereich bekannt sein.

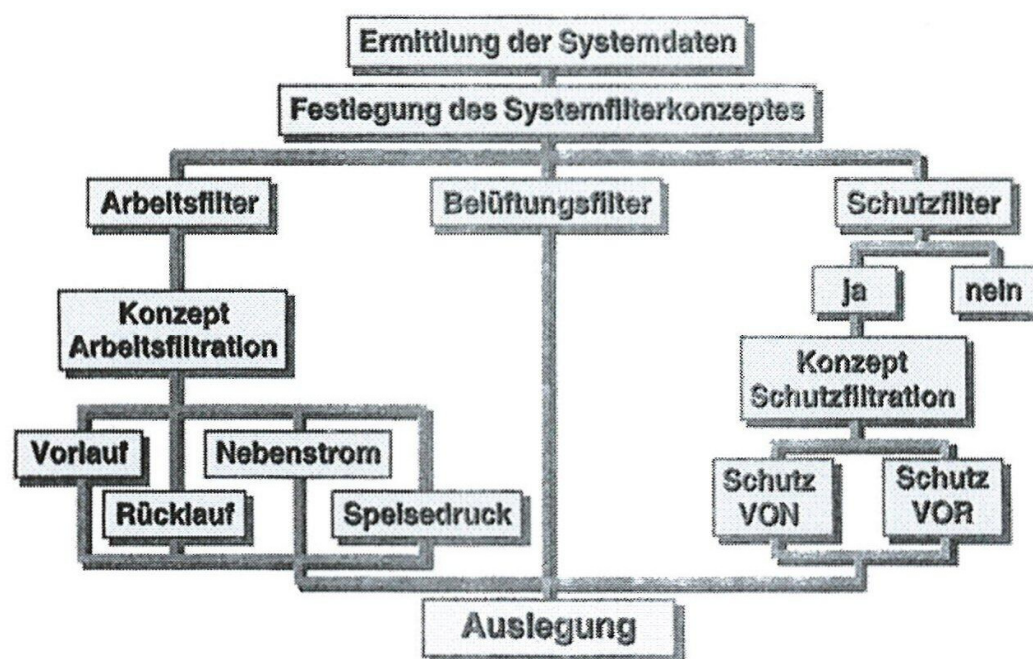


Abb. 71 Unterteilung vor der Filterauslegung<sup>92</sup>

Je nach Zuordnung der Filter erfolgt eine Auslegung der Filter in Bezug auf die in Kapitel 3.4.6 angeführten Kenngrößen.

<sup>92</sup> Vgl.: Unterlagen firmeninterner Schulung, Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik



## 4 Prüfstandshydraulik

### 4.1 Allgemeine Beschreibung der Ausführung

Zur Realisierung der gestellten Aufgabe wurde unter Kapitel 2.4 die Auswahl zu Gunsten einer hydraulischen Ausführungsvariante getroffen. Die Positionierung des Sensors soll über ein hydraulisches System erfolgen. Um den Sensor in den beiden geforderten Richtungen (X-Richtung u. Z-Richtung, siehe Kapitel 1.3) bewegen zu können sind zwei hydraulische Linearmotoren erforderlich. Da im allgemeinen Sprachgebrauch nahezu ausschließlich der Begriff Hydraulikzylinder für solche Aktuatoren verwendet wird, werden diese im weiteren Verlauf ebenfalls als Hydraulikzylinder bezeichnet.

Aufgrund der hohen geforderten Dynamik kommt als Ausführungsvariante nur eine Ventilsteuerung mit aufgeprägtem Druck (Quadrant II, siehe Kapitel 3.1.1) in Frage. Aufgrund der geforderten sinusförmigen Bewegung des Sensors mit einer Frequenz von bis zu 170Hz im Kreisbahnbetrieb kommen weder Proportional- noch Regelventile zur tatsächlichen Ausführung in Frage, lediglich Servoventile verfügen über ausreichende Dynamik um die gestellte Aufgabe zu erfüllen (siehe Kapitel 3.1).

Weiters soll es sich bei den eingesetzten Hydraulikzylindern um Gleichgangzylinder handeln (=durchgehende Kolbenstange mit gleich großer Druckflüssigkeitswirkfläche auf beiden Seiten des Kolbens, siehe Abbildung) und nicht um Differentialzylinder (=einseitige Kolbenstange mit unterschiedlichen Druckflüssigkeitswirkflächen auf beiden Seiten des Kolbens siehe Abbildung), um im Betrieb in Kombination mit Servoventilen, die in der Industrie standardmäßig mit Steuerschiebern als hydraulische Hauptstufe ausgestattet sind, eine symmetrische Schaltung aus sich gegenläufig veränderbaren Widerständen zu realisieren.

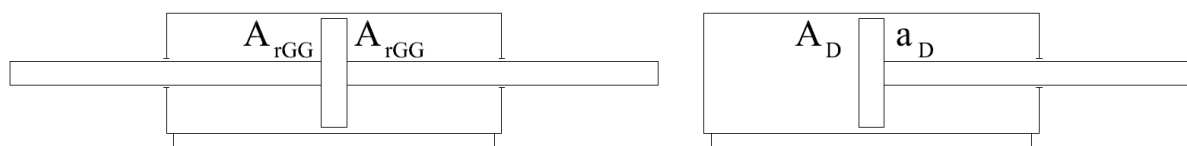


Abb. 72 Vergleich Gleichgangzylinder – Differentialzylinder

Da eine Positionierung des Sensors auf  $\pm 10\mu\text{m}$  möglich sein muss, soll der gewählte Zylinder über eine hydrostatische Kolbenstangenlagerung verfügen, so dass es zu keinem Stip-Slick Verhalten kommen kann.

Folglich werden alle Komponenten, die zur Realisierung der Anlage notwendig sind ausgewählt und die notwendigenfalls die erforderlichen Berechnungen durchgeführt.

## 4.2 Hydraulikzylinder mit Servoventilen

Alle Anforderungen die die Zylinder mit den Ventilen der beiden Positionierachsen erfüllen müssen sind unter Kapitel 1.3.4 ersichtlich, anbei die wichtigsten Parameter zur Auswahl der Zylinder und Ventile:

	Zylinder Z-Richtung	Zylinder X-Richtung
<b>Frequenz Schwingbetrieb</b>	max. 170Hz (Kreisbahnbetrieb), min. 1Hz	max. 100Hz, min. 1Hz
<b>Aussteuerung</b>	max. +/-5mm	max. +/-12.5mm
<b>Ampliduten</b>	max. +/-5mm	max. +/-12.5mm
<b>Beschleunigung</b>	max. 20g	max. 20g
<b>Statische Positioniergenauigkeit</b>	+/-10µm	+/-10µm

Tab. 11 Hauptanforderungen an die Aktuatoren

Der max. Positionier- und Schwingweg (Schwingamplitude) sowie die Betriebsfrequenz der beiden Achsen unterscheiden sich, da es sich aber auf beiden Achsen um Zylinder mit verhältnismäßig kurzen Hüben und einer sehr hohen max. Betriebsfrequenz handeln muss, wird die Entscheidung getroffen, dass für beide Achsen die identischen Aktuatoren (Zylinder und Ventile) verwendet werden. Somit wird zum Einen die Ansteuerung und Regelung, zum Anderen die Ersatzteilkhaltung erleichtert.

### 4.2.1 Bestimmung des Systemdrucks und Vorauswahl Ventiltipe

Für den Einsatz am Prüfstand kommen aufgrund der hohen Betriebsfrequenzen von bis zu 170Hz bedingt durch die mit Hydraulikventilen erreichbaren Grenzfrequenzen nur Servoventile in Frage (siehe Kapitel 3.1.4 bis 3.1.6). Eine erste Auswahl der Ventiltipe kann mittels eines Übersichtsblattes des Ventilherstellers getroffen werden.

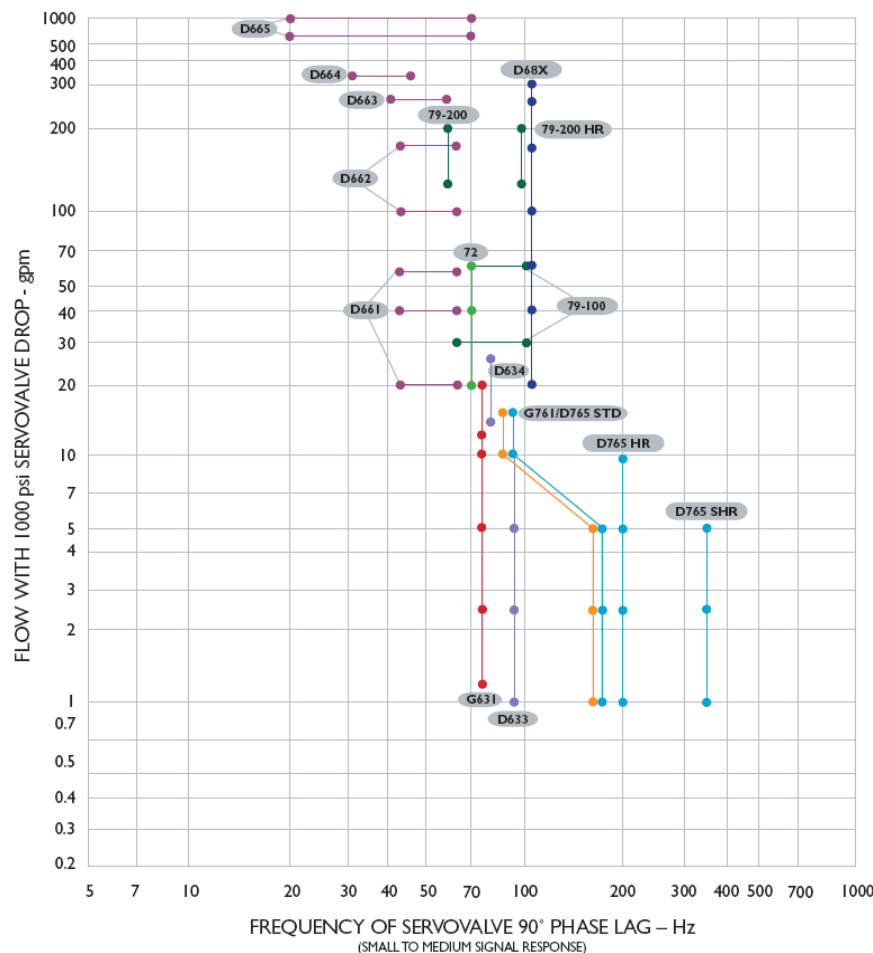


Abb. 73 Vorauswahl möglicher Servoventile<sup>93</sup>

Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass bei einer Betriebsfrequenz von 170Hz Ventile der Type G761 oder D765 in Frage kommen. Aus dem Diagramm ist die 90° Phasenverschiebung bei einem kleinen bis mittleren Ansteuersignal (in etwa 40%) ersichtlich. Weiters bezieht sich das Diagramm auf 70bar Druckabfall über das gesamte Ventil (=35bar pro Steuerkante), und gibt den Nenndurchfluss der Ventile in US-amerikanischen Gallonen pro Minute (gpm) an, zur Umrechnung in Liter pro Minute gilt: 1Gallone = 3,8Liter. Eine Berechnung des Nennvolumenstroms über das Ventil ist erst möglich wenn die Hydraulikzylinder ausgewählt wurden, da die tatsächliche Ölmenge von der Geometrie (=Wirkfläche des Zylinders) abhängig ist. Wenn der berechnete Volumenstrom innerhalb des Arbeitsbereiches dieser Ventile liegt, kann ein solches Ventil eingesetzt werden.

Bei beiden Ventilen (G761 und D765) handelt es sich um zweistufige Servoventile, ausgestattet mit einem Torquemotor als elektromechanischen Umformer in Kombination mit einem Düsen-Prallplattensystem als Vorsteuerstufe und einem Längsschieber als Hauptstufe. In der Industrie werden vorwiegend Ventile mit diesem Aufbau eingesetzt, lediglich bei sehr großen Durchflussmengen werden dreistufige Ventile (siehe Kapitel 3.1.6.3) verwendet. Die Ventile sind als 4/3 Wegeventile ausgeführt, was der üblichen Bestückung von Servohydraulikzylindern entspricht. Im Gegensatz zu der Type G761

<sup>93</sup>

Vgl.: Technisches Datenblatt: CDL6566 Rev D 500-170 302, Fa. Moog GmbH

verfügt die Type D765 zusätzlich über eine elektronische Wegrückführung und eine integrierte Elektronik (siehe Abbildung), deshalb sind Ventile dieser Type erheblich teurer als Ventile der Type G761. Aus diesem Grund wird geprüft, ob die Anforderungen mit Ventilen der Type G761 erfüllt werden können.

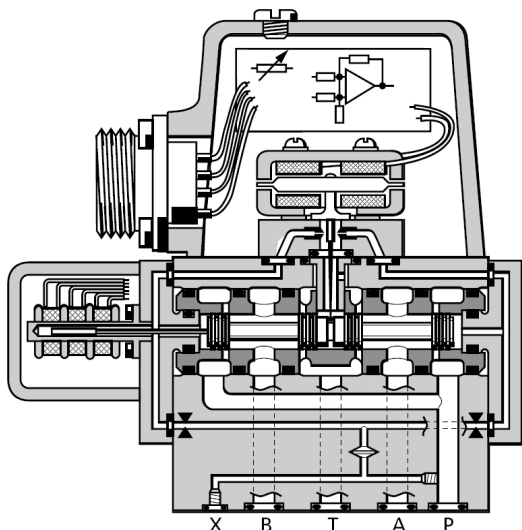


Abb. 74 Moog Ventil D765<sup>94</sup>

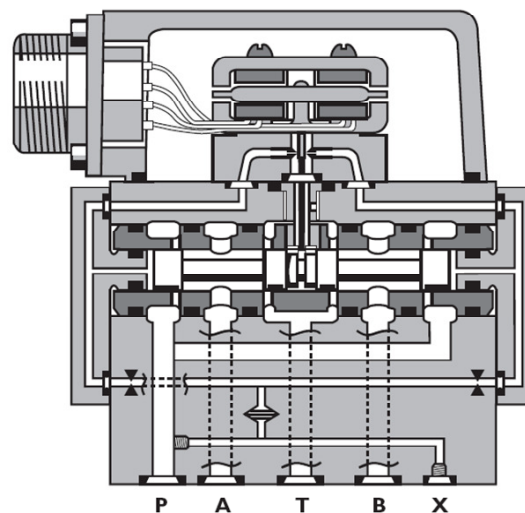


Abb. 75 Moog Ventil G761<sup>95</sup>

Zu diesem Zweck muss das Bodediagramm mit dem Frequenzgang und Amplitudengang (siehe Kapitel 3.1.3) begutachtet werden.

Das vom Hersteller zur Verfügung gestellte Bodediagramm bezieht sich auf einen Arbeitsdruck von 210 bar, sowie auf eine Signalvorgabe von 40 bzw. 100%. Das abgebildete Diagramm gilt für Ventile mit einem Nennvolumenstrom bis zu 19ltr/min, für größere Ventile ist das Diagramm geringfügig unterschiedlich. Sollte ein Ventil mit einem höheren Nennvolumenstrom erforderlich sein, muss das entsprechende Bodediagramm erneut beurteilt werden.

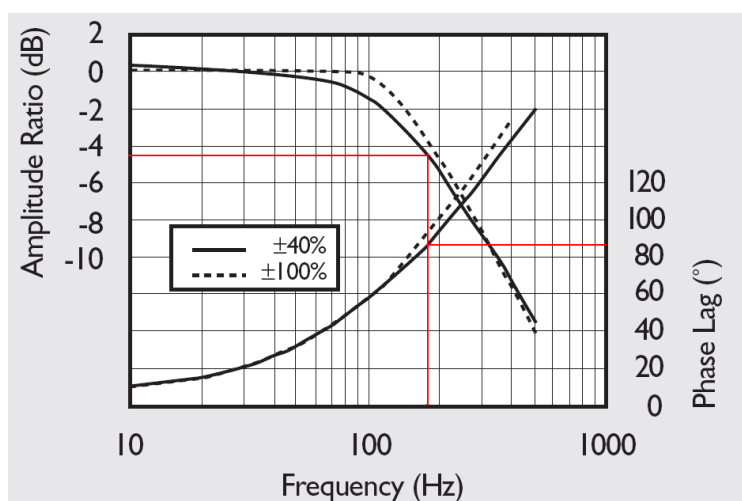


Abb. 76 Bodediagramm G761 bis zu 19ltr/min<sup>96</sup>

<sup>94</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: CDL6563 Rev F 500-300 0405, Fa. Moog GmbH

<sup>95</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: CDL6642 Rev F 500-340 0405, Fa. Moog GmbH

<sup>96</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: CDL6642 Rev F 500-340 0405, Fa. Moog GmbH

Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass bei einem vorgegebenen Signal mit einer Größe von 40% des max. Ansteuersignals die Phasenverschiebung in etwa 85° beträgt, Die Amplitude aber bereits um ca. 4,5dB abgeschwächt wird. Eine geringe Abschwächung der Amplitude lässt sich mit einer Erhöhung des Arbeitsdruckes erreichen, da das dynamische Verhalten von Servoventilen sehr stark vom Arbeitsdruck abhängig ist. Nach Rücksprache mit dem Hersteller kann bei einem Arbeitsdruck von 280bar eine Abschwächung der Amplitude von max. 3dB erreicht werden.

Im Bereich der Servohydraulik finden überwiegend Systeme mit einem Versorgungsdruck von 210, 250, 280 oder 315 bar Verwendung. Da 280 bar auch hinsichtlich des benötigten Hydraulikaggregates kein Problem darstellen, wird der Arbeitsdruck des Systems mit 280bar festgelegt.

## 4.2.2 Ermittlung der tatsächlichen Zylinderkraft

Wie in Kapitel 2.1 berechnet, ist die Zylinderkraft die für das Bewegen der Zusatzmasse bei der max. Beschleunigung notwendig ist 137,3N.

Die gesamte vom Zylinder zu erbringende Kraft, um die Systemwiderstände zu überwinden und die geforderten Beschleunigungen am Sensor zu erreichen, setzt sich aus folgenden Faktoren zusammen.

$$F_{Zyl\_Ges} = F_{Last\_dyn} + F_{Akt\_Int} + F_{Last\_Ext} + F_{Ext}$$

Formel 22 Gesamtzylinderkraft

$F_{Zyl\_Ges}$  Gesamtzylinderkraft [N]

$F_{Akt\_Int}$  Kraft Bewegung Zylinderarmatur [N]

$F_{Last\_Ext}$  Externe Lastkraft [N]

$F_{Ext}$  Extern wirkende Kraft [N]

$F_{Last\_dyn}$  Kraft die der Zylinder zum Bewegen der Zusatzlast mit der maximal geforderten Beschleunigung von 20g aufbringen muss, laut Kapitel 2.1 137,3N.

$F_{Akt\_Int}$  Kraft für die Bewegung der Zylinderarmatur, wird bei größeren bewegten Massen im Regelfall vernachlässigt, da diese meist verhältnismäßig klein ist. Sie ist vom tatsächlich gewählten Zylinder abhängig. Für diesen Anwendungsfall wird zur Berechnung für die Zylinderarmatur die gleiche Masse wie für das Gewicht der Zusatzmasse angenommen, also ergibt sich analog zur Berechnung von  $F_{Last\_dyn}$ :

$$F_{Akt\_Int} = m_{arm} * a_{max} = m_{arm} * (20 * g) = 0,7 * (20 * 9,81) = 137,3N$$

$m_{arm}$  Masse der Zylinderarmatur [kg]

$F_{Last\_Ext}$

Extern wirkende Kräfte infolge der Lastkraft, besonders zu beachten ist der Wirksinn (ziehende oder drückende Last), weiters sind hier auch Reibkräfte der externen Last enthalten. Zur Berechnung wird angenommen, dass die ganze Zusatzlast geführt ist, und dass der Aufnahmekopf aus Stahl gefertigt ist und auf einer PTFE-Führungsfläche gleitet.

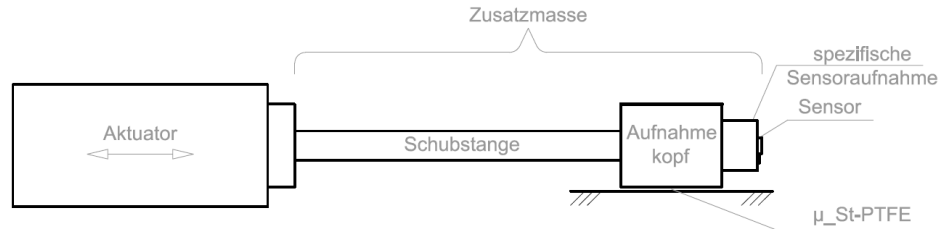


Abb. 77 Führung Zusatzmasse

Somit kann die  $F_{Last\_Ext}$  mit einem Reibungskoeffizienten von  $\mu_{St-PTFE}=0,05$  wie folgt ermittelt werden:

$$F_{Last\_Ext} = \mu_{St-PTFE} * F_{N\_AK} = \mu * (m * g) = 0,05 * (0,7 * 9,81) = 0,34N$$

Formel 23 Externe Kraft aufgrund der Last

$\mu_{St-PTFE}$  Reibbeiwert Stahl-PTFE [.]

$F_{N\_AK}$  Normalkraft Aufnahmekopf [N]

$F_{Ext}$

Extern wirkende Kräfte (Federvorspannung, Verformungsarbeit während des Bewegungsvorgangs, ...), ist in diesem Anwendungsfall nicht vorhanden.

Somit kann die tatsächlich erforderliche Zylinderkraft nach Formel 22 berechnet werden.

$$F_{Zyl\_Ges} = F_{Last\_dyn} + F_{Akt\_Int} + F_{Last\_Ext} + F_{Ext} = 137,3 + 137,3 + 0,34 = 274,9N$$

Formel 24 Externe Gesamtkraft im vorliegenden Fall

Da der Sensoraufnahmekopf in zwei Richtungen mittels der Hydraulikzylinder bewegt werden soll, ist eine (geringe) gegenseitige Beeinflussung der Zylinder nicht ausgeschlossen, aus diesem Grund wird nach eigenem Ermessen ein Sicherheitsfaktor von  $Si=1,3$  berücksichtigt, somit ergibt sich die effektive geforderte Gesamtzylinderkraft  $F_{Zyl\_Ges\_Si}$ .

$$F_{Zyl\_Ges\_Si} = F_{Zyl\_Ges} * Si = 274,9 * 1,3 = 357,4N$$

Formel 25 Gesamtzylinderkraft mit Sicherheitsfaktor

$F_{Zyl\_Ges\_Si}$  Gesamtzylinderkraft inkl. Sicherheitsfaktor [N]

$Si$  Sicherheitsfaktor Gesamtzylinderkraft [.]

### 4.2.3 Auswahl Zylinder

Bei den Zylindern für die Anlage soll es sich wie bereits erwähnt um Gleichgangzylinder mit hydrostatischer Kolbenstangenlagerung handeln. Um die Zylindergröße zu ermitteln werden die Kräfte die zum Ein- bzw. zum Ausfahren des Zylinders von Nöten sind ermittelt. Prinzipiell gilt für die Ein- und Ausfahrkräfte von Differentialzylindern (siehe hierzu auch Abbildung 72):

$$F_{1D} = (p_{1D} * 10^5) * A_D * \eta_{mh1D} - \frac{(p_{2D} * 10^5) * a_D}{\eta_{mh2D}}$$

Formel 26 Ausfahrkraft Differentialzylinder

$F_{1D}$  Ausfahrkraft Differentialzylinder [N]

$p_{1D}$  Mediumsdruck an der Kolbenfläche  $A_D$  [bar]

$A_D$  Gesamtkolbenfläche Differentialzylinder [m<sup>2</sup>]

$\eta_{mh1D}$  Mechanisch-hydraulischer Wirkungsgrad Differentialzylinder Kolbenseite [.]

$p_{2D}$  Mediumsdruck an der Kolbenfläche  $a_D$  [bar]

$a_D$  Kolbenfläche Differentialzylinder ohne Kolbenstangenfläche [m<sup>2</sup>]

$\eta_{mh2D}$  Mechanisch-hydraulischer Wirkungsgrad Differentialzylinder Kolbenstangenseite [.]

$$F_{2D} = (p_{2D} * 10^5) * a_D * \eta_{mh2D} - \frac{(p_{1D} * 10^5) * A_D}{\eta_{mh1D}}$$

Formel 27 Einfahrkraft Differentialzylinder

$F_{2D}$  Einfahrkraft Differentialzylinder [N]

Aus diesen beiden Formeln lässt sich für einen Gleichgangzylinder eine Bewegungsgleichung für die Ein- und Ausfahrkraft erstellen, wenn folgende Voraussetzungen gegeben sind:

- Wirkfläche des Druckmediums auf beiden Seiten des Kolbens identisch
- Kolben symmetrisch aufgebaut und Kolbenstangenlagerung auf beiden Seiten gleich ausgeführt, damit ergibt sich ein Wirkungsgrad  $\eta_{mhGG}$
- Der Gegendruck beim Ein- und Ausfahren des Kolbens (=Gegendruck auf der Abströmseite vom Ventil) geht gegen Null, also ein nahezu freies Abströmen ist möglich.

$$F_{GG} = (p_{Sys} * 10^5) * A_{rGG} * \eta_{mhGG}$$

Formel 28 Ein- u. Ausfahrkraft Gleichgangzylinder

$F_{GG}$  Ein- und Ausfahrkraft Gleichgangzylinder [N]

$p_{Sys}$  Arbeitsdruck im Gleichgangzylinder [bar]

$A_{rGG}$  Wirkfläche Gleichgangzylinder [m<sup>2</sup>]

$\eta_{mhGG}$  Mechanisch hydraulischer Wirkungsgrad Gleichgangzylinder [.]

Mit dem im Kapitel 4.2.1 festgelegten Systemdruck von 280 bar kann somit die benötigte Kolbenwirkfläche berechnet werden. Um die geforderten Bewegungen ausführen zu können, muss die Zylinderkraft des Gleichgangzylinders  $F_{GG}$  mindestens gleich groß sein wie die berechnete Kraft  $F_{Zyl\_Ges\_Si}$ . Für den mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrad des Gleichgangzylinders wird laut Auskunft eines Herstellers ein Mittelwert von 0,97 angenommen.

$$F_{Zyl\_Ges\_Si} \geq F_{GG} = (p_{Sys} * 10^5) * A_{r_{GG}} * \eta_{mhGG} \Rightarrow A_{r_{GG}} = \frac{F_{Zyl\_Ges\_Si}}{(p_{Sys} * 10^5) * \eta_{mhGG}} =$$

$$\frac{357,4}{(280 * 10^5) * 0,97} = 0,0000132m^2 = 0,132cm^2 = 13,2mm^2$$

*Formel 29 Wirkfläche Gleichgangzylinder*

Aufgrund des zur Ventildynamik notwendigen hohen Systemdrucks ergibt sich eine sehr kleine Kolbenwirkfläche. Zylinder mit derart kleinen Kolbenwirkflächen sind nicht erhältlich, bei einem angenommenen Kolbenstangendurchmesser von 10mm würde sich folgende Spaltbreite ergeben:

$$A_{r_{10}} = (D_{10}^2 - d_{10}^2) * \frac{\pi}{4} \Rightarrow D_{10} = \sqrt{(A_{r_{10}} * \frac{4}{\pi}) + d_{10}^2} = \sqrt{(13,2 * \frac{4}{\pi}) + 10^2} = 10,81mm$$

*Formel 30 Kolbendurchmesser Gleichgangzylinder*

$A_{r_{10}}$  Wirkfläche Gleichgangzylinder mit 10mm Kolbenstangendurchmesser [mm²]

$D_{10}$  Kolbendurchmesser Gleichgangzylinder mit 10mm Kolbenstangendurchmesser [mm]

$d_{10}$  Kolbenstangendurchmesser Gleichgangzylinder [mm] (hier 10mm)

$$D_{10} = 10,81mm \Rightarrow S_{w_{10}} = \frac{D_{10} - d_{10}}{2} = \frac{10,81 - 10}{2} = 0,41mm$$

*Formel 31 Spaltweite Gleichgangzylinder*

$S_{w_{10}}$  Spaltweite Gleichgangzylinder Kolbenstangendurchmesser 10mm [mm]

Zylinder mit so kleinen Spaltweiten sind nicht erhältlich, die Absenkung des Hydraulikdruckes in einen Bereich, für den angebotene Zylinder passen würden ist nicht möglich, da der Druck so weit gesenkt werden müsste, dass kaum mehr eine Ventildynamik vorhanden ist. Aus diesem Grund wird die Entscheidung getroffen, dass ein Zylinder mit größerer Wirkfläche als benötigt verbaut wird.

Als sinnvoller Zylinder wird ein Gleichgangzylinder mit einem Kolbenstangendurchmesser von 24mm und einem Zylinderdurchmesser von 28,5mm gewählt, somit ergibt sich eine Zylinderwirkfläche von 1,86cm², was bei einem Systemdruck von 280bar eine Zylinderkraft von bis zu 5kN ermöglicht. Die gewählten Zylinder verfügen über einen Nutzhub von 30mm, also könnten theoretische Schwingungen mit einer Maximalamplitude



von bis zu  $\pm 15\text{mm}$  erzeugt werden. Bei den Zylindern handelt es sich um Zylinder, die vorwiegend zur Bauteilüberprüfung bei Schwingversuchen verbunden mit hohen Betriebsfrequenzen eingesetzt werden. Des Weiteren verfügen die gewählten Zylinder über PTFE beschichtete Kolbenzwischenstücke und Kolbenstangen und haben somit sehr gute Notlaufeigenschaften sollte die Schmierung kurzzeitig nicht gegeben sein. Die benötigten Ventile für die Zylinder werden direkt an den Zylindern angeflanscht, um das Ölvolumen zwischen dem Ventil und dem Zylinder möglichst klein zu halten. Weiters wird vom Zylinderlieferanten die Angabe gegeben, dass der Zylinder mit zweistufigen Servoventilen mit einer Nenngroße bis zu 19 ltr/min ausgestattet werden kann, also ist die Bestückung mit einem G761 Ventil wie in Kapitel 4.2.1 angedacht sicher sinnvoll, sofern der benötigte Volumenstrom nicht größer als 19 ltr/min ist. Weiters sind die Zylinder serienmäßig mit einem Wegmesssystem, das Auskunft über die tatsächliche Zylinderposition gibt ausgestattet. Bei diesem Messsystem handelt es sich um ein elektronisches Wegmesssystem, das mit Hilfe eines beweglichen Tauchankers in einer stehenden Spule die Kolbenposition ermittelt.

Die Kolbenstangen der gewählten Zylinder sind hydrostatisch gelagert, das bedeutet, dass die Kolbenstangenfläche von der Gehäusebohrung durch einen Ölfilm getrennt ist. Im Gehäuse sind vier druckölversorgte Taschen für das Lageröl vorgesehen. Der benötigte Ölfilm ist schon vor der Bewegung und auch unter Querkraften vorhanden, so dass ein Verschleiß der Bauteile nahezu ausgeschlossen werden kann, sofern das Lageröl nicht konterminiert ist. Die Lager benötigen nur eine geringe Menge an Drucköl, die der Ölversorgung des Ventils entnommen wird.

Zusätzlich gibt der Hersteller an, dass die Zylinder im Dauerbetrieb mit Schwingversuchen Querkraften von min. 450N aufnehmen können, ein Wert der bei der vorliegenden Prüfung nicht auftreten wird.



Abb. 78 Gewählter Gleichgangzylinder<sup>97</sup>

Der Betrieb dieser Zylinder mit einem Systemdruck von 280bar verursacht im Betrieb zwar etwas höhere Kosten, da eine konstante Ölversorgung mit einem Systemdruck von 280bar sichergestellt werden muss, ist aber aufgrund der hohen geforderten Betriebsfrequenzen und der damit verbundenen notwendigen Dynamik unumgänglich.

<sup>97</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: Spezifikation Längszylinder ML 5, Rev: ML5.Spez0105\_1.doc;  
Fa. MCT- Mat-Comp-Test GmbH

## 4.2.4 Bestimmung der Ventilenengröße

Um die Nennggröße der Ventile zu bestimmen muss die tatsächliche Ölmenge die im Betrieb über die Ventile geht ermittelt werden.

Prinzipiell ergibt sich über Servoventile ein Gesamtverstärkungsfaktor, der sich aus einem elektrischen und einem hydraulischen Verstärkungsfaktor zusammensetzt. Da hinsichtlich von Dynamik und Regelung der elektrische Verstärkungsfaktor gegenüber dem hydraulischen bei weitem im Vorteil ist, muss es immer das Ziel sein, über das Ventil einen möglichst hohen elektrischen Verstärkungsfaktor und einen möglichst kleinen hydraulischen Verstärkungsfaktor zu haben. Das bedeutet, dass die Ventilgröße so gewählt werden muss, dass der Punkt mit dem höchsten Ölbedarf gerade noch erfüllt werden kann. Die beste Regelung wird mit Servoventilen erfahrungsgemäß bei einer Stellgröße von etwa 70-80% erreicht.

## 4.2.5 Ermittlung der mittleren Ölmenge über die Ventile

Im Verlauf einer sinusförmigen Bewegung verändert sich die Geschwindigkeit und somit auch die Ölmenge die über das Ventil geht ständig. Während des Schwingens um die Nulllage mit einer bestimmten Amplitude ändert sich zusätzlich einmal pro Schwingperiode die Bewegungsrichtung (Grundfunktion Sinus, siehe Abbildung). Für die Ölmenge die über das Ventil fließt spielt die Bewegungsrichtung hinsichtlich des Ölverbrauchs aber keine Rolle, somit kann eine gleichgerichtete Sinusfunktion (=Betrag der Funktion, siehe Abbildung) betrachtet werden. Weiters sind in der Abbildung der Spitzenwert der Funktion sowie der arithmetische Mittelwert dargestellt.

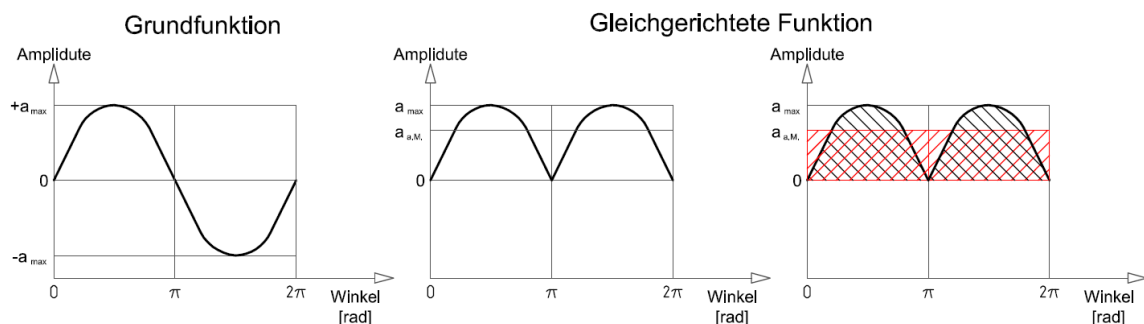


Abb. 79 Allgemeine und Gleichgerichtete Sinusfunktion

Der arithmetische Mittelwert entspricht dem mittleren Wert der Sinusfunktion (=identische Fläche unter dem Sinus sowie unter dem arithmetischen Mittelwert, sofern ein ganzzahliges Vielfaches von  $\pi$  betrachtet wird, siehe Abbildung).

Um den arithmetischen Mittelwert einer Sinusfunktion zu ermitteln muss die Fläche unter dem Sinus berechnet werden, diese Berechnung erfolgt mit Hilfe einer Integralrechnung. Um die Größe des Mittelwertes zu bestimmen wird das Integral einer allgemeinen

Sinusfunktion am Einheitskreis von 0 bis  $\pi$  gebildet (=Gesamtfläche unter der Kurve), und durch  $\pi$  dividiert um wiederum den arithmetischen Mittelwert zu erhalten.

$$a_{a.M.} = \frac{\int_0^{\pi} \sin(a) da}{\pi} = \frac{2}{\pi} = 0,6366 \text{ da gilt: } \int \sin(a) = -\cos(a), \cos(0) = 1 \text{ und } \cos(\pi) = -1$$

*Formel 32 Berechnung Effektivwert Sinusfunktion*

$a_{a.M.}$  Arithmetischer Mittelwert Sinusfunktion bei allgemeiner Betrachtung [.]

$a$  Sinusfunktion bei allgemeiner Betrachtung [.]

Somit entspricht der arithmetische Mittelwert der Sinusfunktion einem Wert von 63,66% des Funktionsspitzenwertes.

Anmerkung: Die oftmals anzutreffende Berechnung des Sinuseffektivwertes:

$$y_{Sin\_eff} = y_{Sin\_max} * \frac{1}{\sqrt{2}}$$

*Formel 33 Berechnung Effektivwert Quadratischer Sinusfunktion*

$y_{Sin\_eff}$  Effektivwert Sinusfunktion [.]

$y_{Sin\_max}$  Spitzenwert Sinusfunktion [.]

gilt nur für das Quadrat der Sinusfunktion, diese Berechnung hat ihren Ursprung in der Elektrotechnik und ist in diesem Betrachtungsfall nicht zutreffend.

## 4.2.6 Geschwindigkeitsverlauf im Sinusbetrieb

Im sinusförmigen Betrieb ändert sich die tatsächliche Lineargeschwindigkeit ständig. Die in Kapitel 2.1 berechneten Geschwindigkeiten sind die Maximalgeschwindigkeiten die im sinusförmigen Betrieb erreicht werden können. Prinzipiell gelten zur Ermittlung der Lineargeschwindigkeit sowie der Amplitude im sinusförmigen Betrieb die Formeln:

$$v_{Sinus} = \left(\frac{y_0}{1000}\right) * \omega * \cos \omega t \text{ mit } \omega = 2 * \pi * f$$

*Formel 34 Geschwindigkeit im Sinusbetrieb*

$v_{Sinus}$  Geschwindigkeit der Sinusschwingung [m/s]

$$y_{Sinus} = \left(\frac{y_0}{1000}\right) * \sin \omega t$$

*Formel 35 Amplitude im Sinusbetrieb*

$y_{Sinus}$  Amplitude der Sinusschwingung [mm]

Amplitude [+/-mm]		12,5	Frequenz [Hz]		1,0
Winkel	Sinus(Winkel_rad)	v <sub>Sinus</sub>	y <sub>Sinus</sub>		
[°]	[-]	v [m/s]	[mm]		
0	0,0000	0,0785	0,0000		
15	0,2588	0,0759	3,2352		
30	0,5000	0,0680	6,2500		
45	0,7071	0,0555	8,8388		
60	0,8660	0,0393	10,8253		
75	0,9659	0,0203	12,0741		
90	1,0000	0,0000	12,5000		
105	0,9659	-0,0203	12,0741		
120	0,8660	-0,0393	10,8253		
135	0,7071	-0,0555	8,8388		
150	0,5000	-0,0680	6,2500		
165	0,2588	-0,0759	3,2352		
180	0,0000	-0,0785	0,0000		
195	-0,2588	-0,0759	-3,2352		
210	-0,5000	-0,0680	-6,2500		
225	-0,7071	-0,0555	-8,8388		
240	-0,8660	-0,0393	-10,8253		
255	-0,9659	-0,0203	-12,0741		
270	-1,0000	0,0000	-12,5000		
285	-0,9659	0,0203	-12,0741		
300	-0,8660	0,0393	-10,8253		
315	-0,7071	0,0555	-8,8388		
330	-0,5000	0,0680	-6,2500		
345	-0,2588	0,0759	-3,2352		
360	0,0000	0,0785	0,0000		

Tab. 12 Berechnung Geschwindigkeit und Amplitude im Sinusverlauf

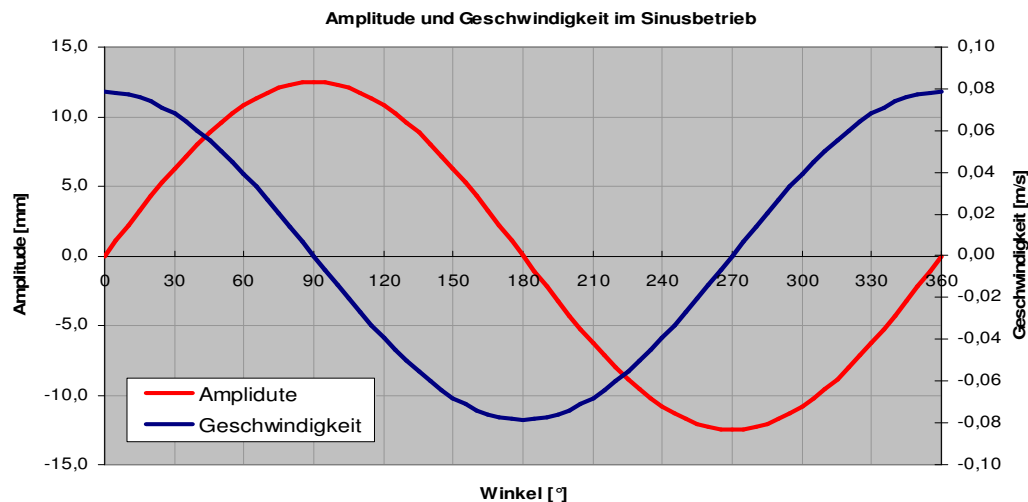


Abb. 80 Darstellung Geschwindigkeit und Amplitude im Sinusverlauf

Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass sich der Geschwindigkeitsverlauf analog dem Amplitudenverlauf verhält, zwischen den beiden Verläufen allerdings eine Phasenverschiebung von 90° vorliegt. Diese Phasenverschiebung zwischen dem Geschwindigkeitsverlauf und dem Amplitudenverlauf beruht auf der Cosinusfunktion zur der Berechnung der Momentangeschwindigkeit, die aufgrund der Ableitung der Sinusfunktion zu Stande kommt. Weiters ist ersichtlich, dass an der Nullstelle der Amplitude (=Nulldurchgang beim Schwingen um eine Mittelstellung) ein Geschwindigkeitsmaximum auftritt. Während zur Auslegung des Hydraulikaggregates der mittlere Ölvolumenstrom über die Ventile herangezogen werden kann, sofern die Speicherkapazität des Systems ausreichend ist (siehe Kapitel 4.3.2), muss bei der Auswahl des Ventils berücksichtigt werden, dass sich im Schwingbetrieb auch ein Ölverbrauchsmaximum, das höher als der mittlere Ölfluss ist, einstellt. Zwar liegt ein Geschwindigkeitsmaximum und somit das Ölflussmaximum nur im Nulldurchgang der Schwingung vor, aber es muss berücksichtigt werden, dass zu diesem Zeitpunkt eine

erheblich größere Ölmenge über das Ventil fließt, anhand derer sich auch ein höherer Druckabfall über das Ventil einstellt.

#### 4.2.7 Tatsächliche Ölmengen über die Ventile

Die Ermittlung der tatsächlichen Ölmengen im Geschwindigkeitsmaximum sowie die mittleren Ölmengen können mit Hilfe der max. Geschwindigkeiten laut Kapitel 2.1 berechnet werden. Folgende Formeln werden hierzu verwendet:

$$v_{\text{mittlere}} = 0,6366 * v_L$$

Formel 36 Mittlere Geschwindigkeit

$v_{\text{mittlere}}$  Mittlere Geschwindigkeit im Sinusbetrieb [m/s]

$$Q_{\text{max}} = 60 * v_L * A_{rGG} * 1000$$

Formel 37 Maximalölmenge

$Q_{\text{max}}$  Maximalölmenge im Sinusbetrieb [litr/min]

$$Q_{\text{mittlere}} = 60 * v_{\text{eff}} * A_{rGG} * 1000$$

Formel 38 Mittlere Ölmenge

$Q_{\text{mittlere}}$  Mittlere Ölmenge im Sinusbetrieb [litr/min]

Kolbenringfläche  $A_{rGG}$  [mm<sup>2</sup>]

185,5

f	y <sub>max</sub>	v <sub>L</sub>	v <sub>mittlere</sub>	Q <sub>max</sub>	Q <sub>mittlere</sub>
[Hz]	[mm]	[m/s]	[m/s]	(litr/min)	(litr/min)
1	12,50	0,079	0,050	0,87	0,56
5	12,50	0,393	0,250	4,37	2,78
10	12,50	0,785	0,500	8,74	5,57
15	12,50	1,178	0,750	13,11	8,35
20	9,55	1,200	0,764	13,36	8,50
25	7,64	1,200	0,764	13,36	8,50
30	5,00	1,041	0,663	11,58	7,38
35	4,06	0,892	0,568	9,93	6,32
40	3,11	0,781	0,497	8,69	5,53
45	2,45	0,694	0,442	7,72	4,92
50	1,99	0,625	0,398	6,95	4,43
55	1,64	0,568	0,361	6,32	4,02
60	1,38	0,520	0,331	5,79	3,69
65	1,18	0,480	0,306	5,35	3,40
70	1,01	0,446	0,284	4,96	3,16
75	0,88	0,416	0,265	4,63	2,95
80	0,78	0,390	0,248	4,34	2,77
85	0,69	0,367	0,234	4,09	2,60
90	0,61	0,347	0,221	3,86	2,46
95	0,55	0,329	0,209	3,66	2,33
100	0,50	0,312	0,199	3,48	2,21
110	0,41	0,284	0,181	3,16	2,01
120	0,35	0,262	0,167	2,91	1,85
130	0,29	0,240	0,153	2,67	1,70
140	0,25	0,223	0,142	2,48	1,58
150	0,22	0,208	0,133	2,32	1,48
160	0,19	0,195	0,124	2,17	1,38
170	0,17	0,184	0,117	2,04	1,30

Tab. 13 Mittlere und maximale Ölverbrauchsmengen

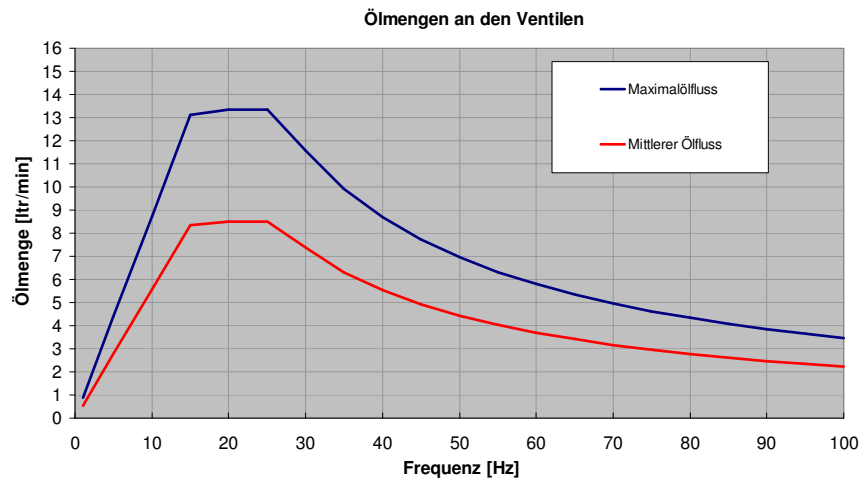
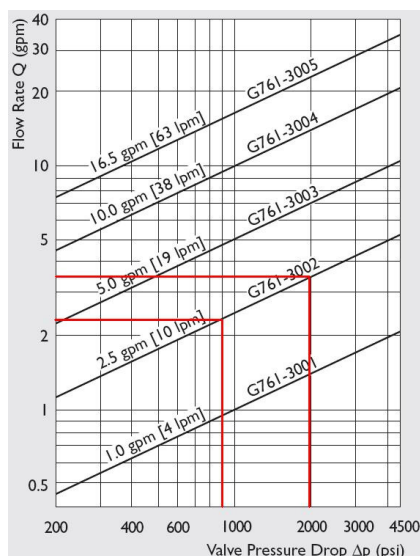


Abb. 81 Ölverbrauchsmengen

Die größten Ölmenge werden bei 20 und 25Hz benötigt, an diesen Betriebspunkten gehen im Schnitt 8,5ltr/min mittlere Arbeitsölmenge sowie 13,36ltr/min maximale Ölmenge über das Ventil.

#### 4.2.8 Auswahl des tatsächlichen Ventils

Zur Bestimmung der Nenngröße der Ventile muss die Maximalölmenge über das Ventil berücksichtigt werden. Zwar konsumieren die Ventile nur im Nulldurchgang der Schwingung und somit in einem theoretisch unendlich kleinen Zeitraum das Ölverbrauchsmaximum, in diesem Punkt stellt sich aber ein wesentlich höherer Druckabfall pro Steuerkante und somit auch über das Ventil ein. Im anbei abgebildeten Druckabfalldiagramm ist die mittlere Ölmenge (8,5ltr/min) sowie die Maximalölmenge (13,36ltr/min) eingetragen.



Zur Umrechnung gilt:

$$1\text{gpm} = 3,8\text{ltr/min}$$

$$1\text{bar} = 14,29\text{psi}$$

Abb. 82 Druckabfall über G761 Ventile<sup>98</sup>

<sup>98</sup>

Vgl.: Technisches Datenblatt: CDL6642 Rev. F 500-340 0405, Fa. Moog GmbH

Das kleinste Ventil (4ltr/min Nenndurchfluss) ist für diese Ölmenge nicht mehr geeignet, da der Druckabfall über das Ventil größer als der Systemdruck werden würde. Das Ventil der Nenngroße 10ltr/min weist bei der Maximalflussmenge von 13,36ltr/min einen Druckabfall von etwa 135 bar auf. Somit stehen zum Positionieren des Sensors bei einem Systemdruck von 280 bar noch mindestens 145 bar „Arbeitsdruck“ zur Verfügung. Bei der vorhandenen Kolbenringfläche von 1,86cm<sup>2</sup> ergibt das eine Maximalkraft von:

$$F_{GG\min} = A_{rGG} * p_{Zyl\_min} = \frac{1,86}{100 * 100} * 145 * 10^5 = 2697 N$$

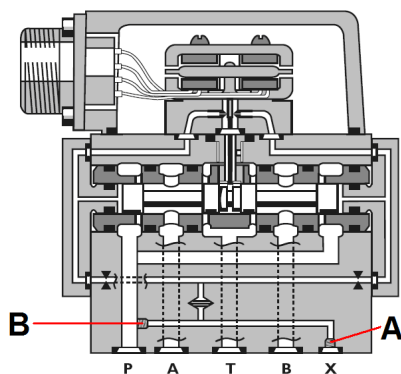
Formel 39 Berechnung minimal vorhandener Zylinderkraft

$F_{GG\min}$  Minimale Zylinderkraft Gleichgangzylinder [N]

$p_{Zyl\_min}$  Minimaler Hydrauliköldruck im Gleichgangzylinder [bar]

Da dieser Wert weit über der tatsächlich benötigten Zylinderkraft von 357,4N (siehe Kapitel 4.2.2) liegt, kann dieses Ventil ausgewählt werden.

Weiters besteht die Möglichkeit, die gewählten Ventile mit einer externen oder internen Steuerölversorgung auszustatten. Über die Steuerölversorgung gelangt Drucköl zum Düsen-Prallplattensystem, das für die Stellung des Längsschiebers und somit in weiterer Folge für die Position des Sensors verantwortlich ist. Bei einem internen Steuerölanschluss wird das Steueröl aus der Arbeitsdruckleitung des Ventils entnommen, somit wird das Düsen-Prallplattensystem erst mit Drucköl versorgt, wenn das Ventil mit Druck beaufschlagt wird. Bei einer externen Steuerölversorgung wird dem Düsen-Prallplattensystem Drucköl über einen gesonderten Anschluss zugeführt. Somit kann dem Ventil das Steueröl bereits früher als das Arbeitsdrucköl zugeführt werden. Somit kann bei einem externen Steuerölanschluss das Düsen-Prallplattensystem bereits arbeiten, wenn das Ventil noch nicht mit Drucköl beaufschlagt ist. Wenn das Steueröl erst über die Arbeitsdruckleitung in das Ventil gelangt, kann sich am Düsen-Prallplattensystem der notwendige Steuerdruck nicht schnell genug aufbauen und der Kolben des Zylinders vollführt in den ersten Sekunden nach dem Zuschalten des Drucköls undefinierte Bewegungen. Aus diesem Grund wird entschieden, dass die Ventile mit externen Steuerölversorgungen ausgestattet sein sollen.



Interne Steuerölversorgung:  
A geschlossen, B geöffnet

Externe Steuerölversorgung  
B geschlossen, A geöffnet

Abb. 83 Interne und Externe Steuerölversorgung<sup>99</sup>

<sup>99</sup>

Vgl.: Technisches Datenblatt: CDL6642 Rev F 500-340 0405, Fa. Moog GmbH

## 4.2.9 Berechnung Eigenfrequenz Gleichgangzylinder

Um einen sicheren Betrieb mit Hydraulikzylindern im Schwingbetrieb gewährleisten zu können, sollten die Eigenfrequenzen des Hydraulikzylinders deutlich oberhalb der max. Betriebsfrequenz liegen. Aus diesem Grund wird die Eigenfrequenz für die beiden gewählten Zylinder ermittelt. Wesentlichen Einfluss haben hierauf die Elastizität des Hydrauliköls sowie dessen Volumen und die Summe der bewegten Zylinder Masse inkl. der angebrachten Zusatzmassen.

Somit kann eine Eigenfrequenzberechnung mit folgenden Angaben unter Verwendung folglich aufgelisteter Berechnungsformeln durchgeführt werden.

$$V_{Zyl} = \frac{d_{Zyl}^2 * \pi}{4}$$

*Formel 40 Zylindervolumen*

$V_{Zyl}$  Zylindervolumen [m³]

$d_{Zyl}$  Zylinderdurchmesser [m]

$$m_{Zyl} = V_{Zyl} * \rho_{Zyl}$$

*Formel 41 Zylindermasse*

$m_{Zyl}$  Zylindermasse [kg]

$\rho_{Zyl}$  Zylinderdichte [kg/m³]

$$A_{Kr} = (D_{Kr}^2 - d_{Kr}^2) * \frac{\pi}{4}$$

*Formel 42 Kreisringfläche*

$A_{Kr}$  Kreisringfläche [m²]

$D_{Kr}$  Außendurchmesser Kreisring [m]

$d_{Kr}$  Innendurchmesser Kreisring [m]

$$\beta = \frac{1}{K}$$

*Formel 43 Kompressibilitätsfaktor*

$$c = \frac{A_{Kr}^2}{(\beta * 10^5)} * \left( \frac{1}{V1} + \frac{1}{V2} \right)$$

*Formel 44 Federkonstante System*

$c$  Federkonstante System [N/m]

$V1$  Ölvolumen auf Kolbenstangenseite ohne Zusatzlast [m³]

$V2$  Ölvolumen auf Kolbenstangenseite mit Zusatzlast [m³]



$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_{bewegt}}}$$

Formel 45 Kreisfrequenz

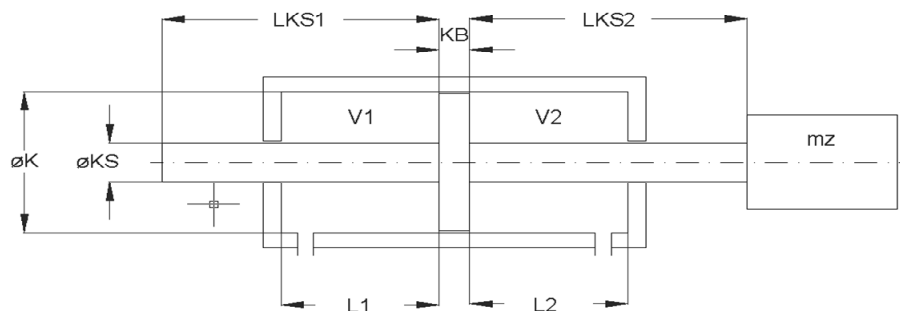
$\omega_0$  Kreisfrequenz [1/s]

$m_{bewegt}$  Gesamte bewegte Masse [kg]

$$f_{res} = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

Formel 46 Resonanzfrequenz

$f_{res}$  Resonanzfrequenz [Hz]



Anmerkung: Leitungsvolumina zwischen Ventil und Zylinder werden vernachlässigt, Zylinder wird als ideal starr angesehen, Lecköl wird vernachlässigt

#### Ausgangsdaten

øK=	28,5	mm	Kolbendurchmesser
øKS=	24	mm	Kolbenstangendurchmesser
LKS1=	120	mm	Länge Kolbenstange Seite 1
LKS2=	60	mm	Länge Kolbenstange Seite 2
KB=	14	mm	Breite Kolben
mz=	0,7	kg	Zusatzmasse
GH=	36	mm	Gesamthub
NH=	30	mm	Nutzhub
$\rho_{arm}$ =	7,86	kg/dm <sup>3</sup>	Dichte Kolben und Kolbenstangen
KÖl=	1400	N/mm <sup>2</sup>	Kompressibilitätsmodul Öl

#### Ermittlung bewegte Masse:

Masse Kolbenstange1:	0,427 kg
Masse Kolbenstange2:	0,213 kg
Masse Kolben:	0,070 kg
<b>Bewegte Masse Zylinder:</b>	0,710 kg
Zusatzmasse:	0,700 kg
<b>Gesamtmasse:</b>	<b>1,410 kg</b>
Kolbenringfläche $A_{rGG}$ :	185,55 mm <sup>2</sup>

Abb. 84 Ausgangsdaten Eigenfrequenzberechnung

Anmerkung: Prinzipiell ist das Kompressionsmodul K von der Temperatur sowie dem Druck abhängig, für praktische Berechnungen kann für das Kompressionsmodul von Hydrauliköl allerdings ein Wert von 1400 N/mm<sup>2</sup> ( $=1,4 \cdot 10^9$  N/m<sup>2</sup>) angenommen werden, das entspricht 14000 bar.

ZylPos	L1	V1	L2	V2	c	$\omega_0$	fres
[mm]	[mm]	[mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[mm <sup>2</sup> ]	[N/mm]	[1/s]	[Hz]
-15	3	556,7	33	6123,2	94462,0	8184,3	1302,6
-14	4	742,2	32	5937,6	73060,4	7197,7	1145,6
-13	5	927,8	31	5752,1	60333,8	6540,8	1041,0
-12	6	1113,3	30	5566,5	51954,1	6069,6	966,0
-11	7	1298,9	29	5381,0	46067,7	5715,5	909,6
-10	8	1484,4	28	5195,4	41748,8	5441,0	866,0
-9	9	1670,0	27	5009,9	38484,5	5223,9	831,4
-8	10	1855,5	26	4824,3	35968,2	5050,3	803,8
-7	11	2041,1	25	4638,8	34006,3	4910,6	781,5
-6	12	2226,6	24	4453,2	32471,3	4798,5	763,7
-5	13	2412,2	23	4267,7	31276,7	4709,4	749,5
-4	14	2597,7	22	4082,1	30362,8	4640,1	738,5
-3	15	2783,3	21	3896,6	29688,1	4588,2	730,2
-2	16	2968,8	20	3711,0	29224,2	4552,2	724,5
-1	17	3154,4	19	3525,5	28952,7	4531,0	721,1
0	18	3339,9	18	3339,9	28863,4	4524,0	720,0
1	19	3525,5	17	3154,4	28952,7	4531,0	721,1
2	20	3711,0	16	2968,8	29224,2	4552,2	724,5
3	21	3896,6	15	2783,3	29688,1	4588,2	730,2
4	22	4082,1	14	2597,7	30362,8	4640,1	738,5
5	23	4267,7	13	2412,2	31276,7	4709,4	749,5
6	24	4453,2	12	2226,6	32471,3	4798,5	763,7
7	25	4638,8	11	2041,1	34006,3	4910,6	781,5
8	26	4824,3	10	1855,5	35968,2	5050,3	803,8
9	27	5009,9	9	1670,0	38484,5	5223,9	831,4
10	28	5195,4	8	1484,4	41748,8	5441,0	866,0
11	29	5381,0	7	1298,9	46067,7	5715,5	909,6
12	30	5566,5	6	1113,3	51954,1	6069,6	966,0
13	31	5752,1	5	927,8	60333,8	6540,8	1041,0
14	32	5937,6	4	742,2	73060,4	7197,7	1145,6
15	33	6123,2	3	556,7	94462,0	8184,3	1302,6

Tab. 14 Berechnung Eigenfrequenz in Abhängigkeit vom Hub

Somit ergeben sich für den Zylinder folgende Eigenfrequenzen:

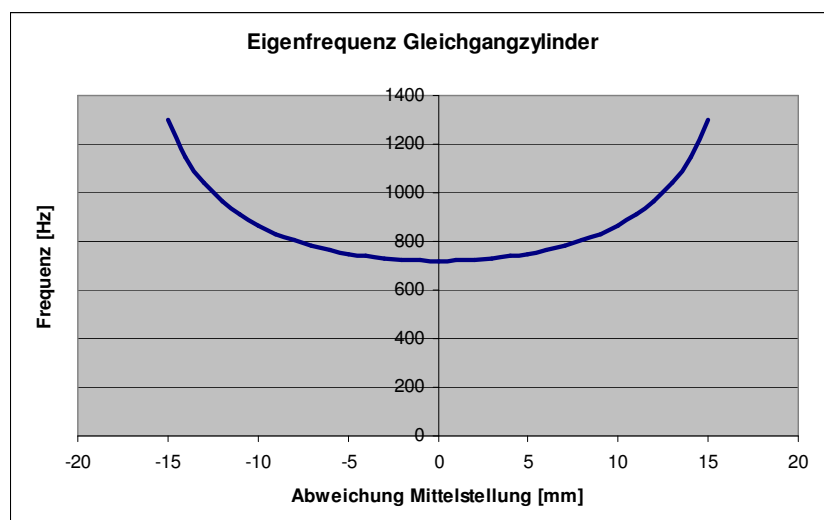


Abb. 85 Darstellung Eigenfrequenzverlauf

Die minimale Eigenfrequenz der gewählten Zylinder liegt bei über 700Hz und somit um min. Faktor 4 höher als die max. Betriebsfrequenz.

Neben den Zylindereigenfrequenzen wird üblicherweise auch die Knicksicherheit der Kolbenstangen überprüft, da in diesem Fall die maximalen Betriebskräfte des Zylinders bei weitem unter der Nennkraft des Zylinders liegen und es sich um sehr kurzhubige Zylinder handelt, wird auf die Knickberechnung der Zylinder verzichtet.

## 4.3 Hydraulikaggregat

### 4.3.1 Allgemeine Beschreibung

Das Hydraulikaggregat hat die Aufgabe die hydraulischen Aktuatoren mit Drucköl zu versorgen. Bei der vorliegenden Steuerung handelt es sich um eine Ventilsteuerung mit aufgeprägtem Druck, was bedeutet, dass das Aggregat einen konstanten Versorgungsdruck sicherstellen muss. Der Versorgungsdruck muss 280 bar betragen. Die von den Komponenten des Hydrauliksystems verbrauchte Ölmenge setzt sich im Wesentlichen aus drei Faktoren zusammen: der Arbeitsölmenge für die beiden Gleichgangzylinder, der Ölmenge für die hydrostatischen Kolbenstangenlagerungen der Zylinder, sowie dem Steueröl für die Vorsteuerstufen der Ventile. Der tatsächliche Volumenstrom über die Ventile ändert sich je nach Betriebsart, Betriebsfrequenz und Amplitudengröße. Prinzipiell wird sich der höchste Ölverbrauch im Kreisbahnbetrieb einstellen, da die Positionierung des Sensors entlang der X-Achse mit den höchsten Schwingwerten erfolgen muss, und auch der Korrekturweg an der Z-Achse weit höher sein muss als der Korrekturweg im sinusförmigen Schwingbetrieb an der X-Achse, da sich aufgrund des kleinstmöglichen Geberrades (Minimaldurchmesser von 50mm) größere Korrekturwege ergeben. Somit müssen die Arbeitsölmengen im Kreisbahnbetrieb ermittelt werden. Folgende Formeln werden bei der Berechnung verwendet:

$$f_{Kor} = f * 2$$

Formel 47 Korrekturfrequenz

$f_{Kor}$  Korrekturfrequenz im Kreisbahnbetrieb [Hz]

$$v_{mittlere\_kor} = \left(\frac{y_{Kkor}}{1000}\right) * 2 * \pi * f_{Kor} * 0,6366$$

Formel 48 Mittlere Geschwindigkeit Korrekturbetrieb

$v_{mittlere\_kor}$  Mittlere Geschwindigkeit im Kreisbahnkorrekturbetrieb [m/s]

$$Q_{mittlere\_kor} = 60 * v_{mittlere\_kor} * A_{rGG} * 1000$$

Formel 49 Mittlere Arbeitsölmenge Korrekturbetrieb

$Q_{mittlere\_kor}$  Mittlere Ölmenge im Kreisbahnkorrekturbetrieb [ltr/min]

$$Q_{mittlere\_ges} = Q_{mittlere} + Q_{mittlere\_kor}$$

Formel 50 Gesamtmenge Arbeitsöl

$Q_{mittlere\_ges}$  Mittlere Gesamtölmenge im Kreisbahnbetrieb [ltr/min]

f	y <sub>max</sub>	v <sub>eff</sub>	Q <sub>max</sub>	Q <sub>mittlere</sub>	f <sub>Kor</sub>	y <sub>Kkor</sub>	v <sub>mittlere kor</sub>	Q <sub>mittlere kor</sub>	Q <sub>mittlere ges</sub>
[Hz]	[mm]	[m/s]	[ltr/min]	[ltr/min]	[Hz]	[mm]	[m/s]	[ltr/min]	[ltr/min]
1	12,50	0,050	0,87	0,56	2	2,639	0,021	0,23	0,79
5	12,50	0,250	4,37	2,78	10	2,639	0,106	1,17	3,96
10	12,50	0,500	8,74	5,57	20	2,639	0,211	2,35	7,91
15	12,50	0,750	13,11	8,35	30	2,639	0,317	3,52	11,87
20	9,55	0,764	13,36	8,50	40	1,646	0,263	2,93	11,43
25	7,64	0,764	13,36	8,50	50	1,092	0,218	2,43	10,93
30	5,00	0,663	11,58	7,38	60	0,485	0,116	1,30	8,67
35	4,06	0,568	9,93	6,32	70	0,323	0,090	1,01	7,33
40	3,11	0,497	8,69	5,53	80	0,191	0,061	0,68	6,21
45	2,45	0,442	7,72	4,92	90	0,119	0,043	0,48	5,39
50	1,99	0,398	6,95	4,43	100	0,079	0,032	0,35	4,78
55	1,64	0,361	6,32	4,02	110	0,054	0,024	0,26	4,29
60	1,38	0,331	5,79	3,69	120	0,038	0,018	0,20	3,89
65	1,18	0,306	5,35	3,40	130	0,028	0,015	0,16	3,57
70	1,01	0,284	4,96	3,16	140	0,020	0,011	0,12	3,29
75	0,88	0,265	4,63	2,95	150	0,015	0,009	0,10	3,05
80	0,78	0,248	4,34	2,77	160	0,012	0,008	0,09	2,85
85	0,69	0,234	4,09	2,60	170	0,010	0,007	0,08	2,68
90	0,61	0,221	3,86	2,46	-	-	-	-	2,46
95	0,55	0,209	3,66	2,33	-	-	-	-	2,33
100	0,50	0,199	3,48	2,21	-	-	-	-	2,21

Tab. 15 Ölmenge im Kreisbahnbetrieb

Zusätzlich zu dieser Arbeitsölmenge über die Ventile muss die Ölmenge für die Vorsteuerstufe der Ventile (Düsen-Prallplatten System) berücksichtigt werden, laut Hersteller max. 1,5ltr/min und Ventil sowie die Ölmengen für die Kolbenstangenlagerung, laut Lieferant max. 0,8ltr/min. Somit ergibt sich die benötigte Gesamtölmenge:

$$Q_{\text{Versorgung}} = Q_{\text{mittlere\_ges}} + 2 * (Q_{\text{hyd\_Lag}} + Q_{\text{Vorstufe}}) = 11,87 + 2 * (0,8 + 1,5) = 16,47 \text{ ltr / min}$$

Formel 51 Maximales benötigtes Ölvolumen

$Q_{\text{Versorgung}}$  Max. von der Anlage konsumierte Gesamtölmenge [ltr/min]

$Q_{\text{hyd\_Lag}}$  Max. von der hydrostatischen Kolbenstangenlagerung benötigte Ölmenge [ltr/min]

$Q_{\text{Vorstufe}}$  Max. von der Ventilverstufe benötigte Ölmenge [ltr/min]

### 4.3.2 Berechnung der benötigten Speicherkapazität

Zur Auslegung der Druckölversorgung wird die tatsächlich verbrauchte Ölmenge herangezogen, wie Sie unter Kapitel 4.2.7 für die einzelnen Betriebspunkte errechnet wurde. Während einer sinusförmigen Bewegung stellen sich aber immer unterschiedliche Geschwindigkeiten ein. Ist die Momentangeschwindigkeit niedriger als die mittlere Geschwindigkeit, kann die Speicherkapazität des Systems aufgefüllt werden. Ist die Momentangeschwindigkeit höher als die mittlere Geschwindigkeit, wird der Speicherung Öl entnommen. Dieser Zusammenhang geht aus der nachfolgenden Abbildung hervor.

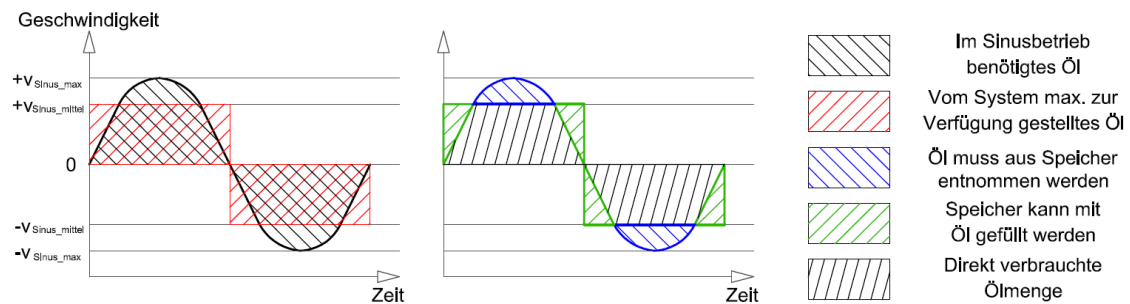


Abb. 86 Effektive Geschwindigkeit am Sinusverlauf

Ob die Geschwindigkeit positiv oder negativ ist hat auf die tatsächlich verbrauchte Ölmenge keinen Einfluss, für die tatsächliche Ölmenge ist lediglich der Betrag der Geschwindigkeit ausschlaggebend. Analog der Berechnung in Kapitel 4.2.6 kann ermittelt werden, wie groß der prozentuelle Zeitanteil einer Schwingung ist, in dem der Systemspeicherung Öl entnommen wird. Es kann errechnet werden, dass der Speicherentnahmebetrieb bei jeder Frequenz im sinusförmigen Schwingbetrieb 56% der Betriebszeit beträgt. Somit kann die max. Ölmenge die dem Speicher entnommen wird mit Hilfe der Differenz aus mittlerer Geschwindigkeit und Maximalgeschwindigkeit berechnet werden (siehe hierzu Abbildung 79). Als zusätzliche Sicherheit wird über die gesamte Entnahmezeit mit der max. Geschwindigkeitsdifferenz gerechnet, obwohl die Geschwindigkeit nur an einer Stelle ein Maximum hat. Somit ergibt sich unter der Verwendung folgender Formel:

$$\Delta v_{\text{Sinus}} = v_L - v_{\text{mittlere}}$$

Formel 52 Berechnung Geschwindigkeitsdifferenz

$\Delta v_{\text{Sinus}}$  Differenz zwischen Spitzengeschwindigkeit u. Mittlerer Geschwindigkeit [m/s]

$$T = \frac{1}{f}$$

Formel 53 Periodendauer

$T$  Periodendauer [1/s]

$$Q_{\text{Speicherentnahme}} = \frac{T}{2} * 56\% * \Delta v_{\text{Sinus}} * A_{r_{GG}}$$

Formel 54 Berechnung Speicherentnahmemenge

$Q_{\text{Speicherentnahme}}$  Speicherentnahmemenge [m³/s]

Zur Berechnung wird nur eine halbe Periodendauer betrachtet (siehe Abbildung 87), somit ergeben sich folgende Speicherentnahmemengen:

Kolbenringfläche  $A_{r_{GG}}$  [mm²] 185,5

f	y <sub>0</sub>	v <sub>L</sub>	v <sub>mittlere</sub>	Δv <sub>Sinus</sub>	T	T/2	Q <sub>Speicherentnahme</sub>
[Hz]	[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[sec]	[sec]	[cm³]
1	12,50	0,08	0,051	0,029	1,000	0,500	1,51
5	12,50	0,39	0,248	0,142	0,200	0,100	1,47
20	9,55	1,20	0,764	0,436	0,050	0,025	1,13
30	5,00	1,04	0,662	0,378	0,033	0,017	0,65
50	1,99	0,62	0,395	0,225	0,020	0,010	0,23
100	0,50	0,31	0,197	0,113	0,010	0,005	0,06

Tab. 16 Speicherentnahmemengen

Somit wird ersichtlich, dass der Speicherung innerhalb einer Sinusspitze im Geschwindigkeitsverlauf max.  $1,51\text{cm}^3$  Öl entnommen werden (berechnet mit Sicherheitsfaktor). Diese maximale Ölentnahmemenge aus der Speicherkapazität des Systems tritt bei einer Frequenz von 1Hz auf, in diesem Betriebspunkt ist die vom System verbrauchte Menge wie in Kapitel 4.3.1 ersichtlich aber weit von der tatsächlich zur Verfügung gestellten Ölmenge entfernt. In einem Bereich von 15 bis 25 Hz, in dem für den Sinusbetrieb sehr viel Öl benötigt wird, beträgt die Speicherentnahme schon deutlich weniger. Somit ist in der Speicherkapazität von  $1,51\text{cm}^3$  neben der Berechnung mit der dauerhaft max. Geschwindigkeitsdifferenz noch eine zusätzliche Sicherheit vorhanden. Aus der nachfolgenden Abbildung wird ersichtlich, wie sich Speicherfüllzeit und Speicherentnahmezeit zueinander verhalten.

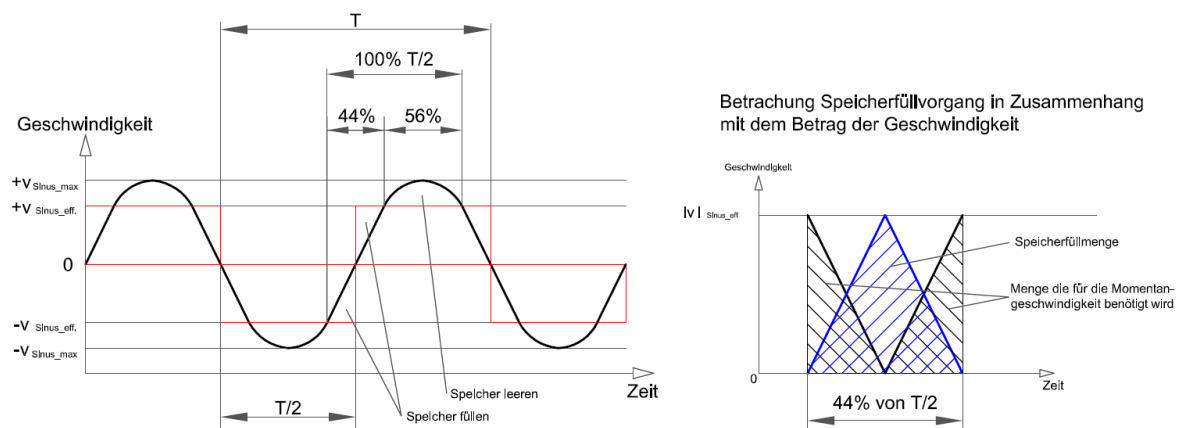


Abb. 87 Speicherfüllphasen im Sinusbetrieb

Die im Betrieb benötigte Speicherkapazität pro Zylinder beträgt max.  $1,51\text{cm}^3$ . An dieser Stelle muss der Vollständigkeit halber angeführt werden, dass in keinem Betriebspunkt je beide Zylinder gleichzeitig die volle Speicherkapazität benötigen werden.

Speicher werden im Bereich der (Servo)Hydraulik verbaut, um einen kurzzeitig höheren Ölbedarf des Systems abzudecken bzw. um Druckschwankungen im System aufgrund von schnellen Ölflussmengenänderungen zu dämpfen. Hierbei muss bei der Auslegung der Speicher besonders darauf geachtet werden, dass nach der Ölentnahme genug Zeit und Ölmenge zur Verfügung steht, um den Speicher wieder zu füllen. Weiters muss beachtet werden, dass etwa bei einem Not-Stopp der Anlage, entsprechend der verwendeten Speichergröße der Anlage noch Drucköl zur Verfügung steht. Üblicherweise werden bei servohydraulischen Anlagen die Speicher in der Druckleitung unmittelbar vor dem Ventil verbaut, hierbei ist besonders zu beachten, dass eventuell vorhandene externe Steuerölleitungen nicht über den Speicher versorgt werden, und somit der Steuerdruck an der Vorsteuerstufe früher einbricht als an der Hauptstufe, was in der Regel unkontrollierte Bewegungen zur Folge hat. Abhilfe in solchen Fällen können zusätzliche Speicher in den Steuerölversorgungsleitungen schaffen. Da die benötigte Speichermenge im vorliegenden Fall ausgesprochen gering ist, kann auf den Einbau von zusätzlichen Speicherelementen verzichtet werden, wenn sich vor den Servoventilen Schlauchleitungen befinden. Eine so geringe Speichermenge wie in dem vorliegenden Fall kann auch in kurzen Schlauchstücken gespeichert werden.

### 4.3.3 Auswahl eines geeigneten Betriebsmediums

Bei dem vorliegenden System handelt es sich um eine servohydraulische Anlage mit einem Systemdruck von 280 bar. In diesem Anwendungsfall sind die Servoventile die empfindlichsten Systemkomponenten, der Hersteller der Ventile schreibt als Betriebsmedium kein spezielles Betriebsfluid vor, auch bei allen anderen Komponenten gibt es keine explizite Vorschrift zum eingesetzten Betriebsöl. Daher wird das in der Servohydraulik in fast allen Anwendungsfällen eingesetzte Hydrauliköl HLP46 ausgewählt. Bei diesem Öl handelt es sich um ein Hydrauliköl mit Oxidationsinhibitoren und Korrosionsschutz- sowie Verschleißschutz-Additiven. Das Öl weist eine Mittelpunktsviskosität von  $46\text{mm}^2/\text{s}$  bei einer Temperatur von  $40^\circ$  auf und ist für den vorliegenden Systemdruck von 280 bar geeignet. Nähere Ausführungen über dieses Hydrauliköl finden sich unter Kapitel 3.2.

### 4.3.4 Auswahl einer geeigneten Pumpe

Um im Prüfbetrieb keine zusätzliche Störgröße in Form von starken Pulsationen zu haben, wird für den Prüfstand eine Innenzahnradpumpe mit konstantem Förderstrom ausgewählt. Somit werden Pulsationen weitgehend vermieden. Da förderstromveränderbare Pumpen in ihrem Aufbau bzw. ihrer Ansteuerung aufwendiger als Konstantförderpumpen sind, und keine Informationen über tatsächliche Betriebszeiten vorliegen, wird entschieden eine Konstantpumpe einzusetzen. Aufgrund der verhältnismäßig kleinen max. Fördermenge entsteht auch bei Verwendung einer Konstantpumpe, die immer den vollen Förderstrom liefert kein nennenswerter wirtschaftlicher Nachteil. Weiters kann beim Einsatz einer Konstantpumpe auf eine Nebenstromfiltrierung verzichtet werden, wenn ein entsprechendes Verhältnis zwischen Pumpenfördermenge und Vorratstankvolumen vorliegt. Zusätzlich zur Pumpe wird ein Druckbegrenzungsventil (Überströmventil, das bei definiertem Druck öffnet) das auf den Systemdruck eingestellt ist verbaut. Über dieses Ventil fließt immer ein Anteil des Förderstromes, so wird sichergestellt, dass den Verbrauchern des Hydrauliksystems immer ein konstanter Versorgungsdruck zur Verfügung steht. Prinzipiell sollte es immer das Ziel sein, den Förderstrom über das Druckbegrenzungsventil so klein wie möglich zu halten, da sich dieser direkt auf den Energieverbrauch und somit auf die Betriebskosten der Anlage auswirkt. Weiters ist bei Zahnradpumpen zu beachten, dass der Wirkungsgrad des Pumpenaggregates in direktem Zusammenhang mit den geleisteten Betriebsstunden steht, da sich im Betrieb die Leckverluste der Pumpe aufgrund von Verschleiß im Pumpenkörper erhöhen und somit der tatsächlich geförderte Volumenstrom abnimmt. Gegenläufig verhält sich der Ölkonsum der Servoventile. Durch die verschleißbedingte Abrundung der Steuerkanten steigt die tatsächlich von den Ventilen konsumierte Ölmenge mit der Anzahl der Betriebsstunden.

Grundsätzlich gilt zur Pumpendimensionierung:

$$Q_e = Q_{th} - Q_L$$

*Formel 55 Effektiver Pumpenförderstrom*

$Q_e$  Effektiver Pumpenförderstrom [ltr/min]

$Q_{th}$  Theoretischer Pumpenförderstrom [ltr/min]

$Q_L$  Pumpenleckstrom [ltr/min]

$$\eta_{vol} = \frac{Q_e}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - Q_L}{Q_{th}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_{th}}$$

*Formel 56 Volumetrischer Pumpenwirkungsgrad*

$\eta_{vol}$  Volumetrischer Wirkungsgrad [.]

$$Q_e = Q_{th} * \eta_{vol}$$

*Formel 57 Eff. Pumpenförderstrom in Abhängigkeit volumetrischer Wirkungsgrad*

$$\eta_t = \eta_{vol} * \eta_{mh}$$

*Formel 58 Gesamtwirkungsgrad*

$\eta_t$  Gesamtwirkungsgrad [.]

$\eta_{mh}$  Mechanisch –hydraulischer Wirkungsgrad [.]

$$P_{zu} = \left( \frac{Q_e}{60 * 1000} \right) * (p_{Förder} * 10^5) * \frac{1}{\eta_t}$$

*Formel 59 Zugeführte Leistung*

$P_{zu}$  Zugeführte Antriebsleistung [W]

$p_{Förder}$  Pumpenförderdruck [bar]

$$P_n = P_{zu} * \eta_t$$

*Formel 60 Nutzleistung*

$P_n$  Pumpennutzleistung [W]

In den angeführten Berechnungsformeln ist das Kompressionsvolumen nicht berücksichtigt, da dieses im Allgemeinen nicht der Pumpe zugeschrieben wird. Hier gilt:

$$\Delta V_K = \beta * V_0 * \Delta p = \frac{1}{K} * V_0 * \Delta p$$

*Formel 61 Kompressionsvolumen*

Die Faktoren K und somit  $\beta$  sind temperatur- sowie druckabhängig, zur praktischen Berechnung kann hierfür aber  $K=1400\text{N/mm}^2 = 14000\text{bar}$  angenommen werden. Vor allem bei kleinen Anlagen kann dieses Volumen vernachlässigt werden, so ergibt sich z.B. bei einer Druckölmenge von 5Liter und einer Druckerhöhung von 280 bar folgendes Kompressionsvolumen:

$$\Delta V_K = \frac{1}{14000} * 5 * 280 = 0,1\text{ltr}$$

*Formel 62 Berechnung tatsächliches Kompressionsvolumen*



Bei dem vorliegenden Prüfstand übernimmt die tatsächliche Auswahl der Pumpe der Lieferant des Hydraulikaggregates, somit liegen keine Werte für  $\eta_{\text{vol}}$  und  $\eta_{\text{th}}$  vor. Der Lieferant des Aggregates gibt lediglich Druckstufen und tatsächliche Förderleistungen (Druck und Volumenstrom an der Pumpendruckseite) an. Aus diesem Grund wird die Entscheidung getroffen, eine Pumpe mit einem tatsächlichen Förderstrom von 20ltr/min bei 280bar Druckerhöhung zu verwenden. Die gewählte Pumpe wird über einen Drehstrommotor mit einer Nennleistung von 11kW angetrieben. Bei den 20ltr/min Förderstrom sind ein allgemeiner Sicherheitsfaktor, das Sinken des Pumpenwirkungsgrades sowie die Steigerung der Ölflussmenge am Ventil und ein Mindestfluss über das Druckbegrenzungsventil berücksichtigt.

#### 4.3.5 Auswahl Ölbehälter

Der Ölbehälter einer Hydraulikanlage dient als Vorratstank für das von der Pumpe angesaugte Hydrauliköl und muss das von der Anlage zurückkommende Öl speichern. Grundsätzlich ist eine der Hauptaufgaben des Behälters, die Abkühlung des Öles zu gewährleisten, da üblicherweise die Kühlung des Hydraulikmediums über die Außenflächen des Ölbehälters erfolgt. Da der Prüfstand in einem Labor platziert wird, besteht der ausdrückliche Wunsch des Kunden, dem Labor mit der Anlage nur so wenig Wärme als möglich zuzuführen, aus diesem Grund soll die Kühlung des Hydraulikmediums über einen Wasser-Öl-Plattenwärmetauscher erfolgen. Das hierfür benötigte Kühlwasser wird kundenseitig zur Verfügung gestellt. Aus diesem Grund hat der Ölbehälter der Anlage keine Kühlaufgabe. Somit besteht die Hauptaufgabe des Ölbehälters in der Beruhigung des rückströmenden Hydraulikfluids. Prinzipiell haben Ölbehälter auch zur Aufgabe, dass sich Verunreinigungen (Feststoffverunreinigungen und Verunreinigungen in flüssiger Form) am Behälterboden absetzen können. Da im Bereich der Servohydraulik aber vom System her sehr hohe Anforderungen an das Hydrauliköl vorgegeben sind, kommt diesem Faktor im vorliegenden Fall wenig Bedeutung zu. Die theoretische Aufstiegszeit von Luftblasen kann nach dem Stokesschen Gesetz berechnet werden (siehe Kapitel 3.3.2.4), beträgt aber in Mineralölen bei Luftblasen mit einem Durchmesser von 0,5mm ca. einen Meter pro Minute. Somit wird ersichtlich, dass neben der Kapazität auch die Geometrie (Verhältnis Behältergrundfläche zu Höhe des Ölniveaus) des Behälters eine entscheidende Rolle spielt. Im vorliegenden Fall wird entschieden, einen Ölbehälter mit einem Ölvolumen von 160 Liter zu verwenden. Dieser Behälter wird vom Lieferanten des Hydraulikaggregates standardmäßig für diesen Pumpentyp verwendet, erst in weiterer Folge kann entschieden werden, ob die Kühlung direkt über den Behälter erfolgt, oder ob wie im vorliegenden Fall ein Öl/Wasser Wärmetauscher installiert wird. Mit 160 Liter ist der Tank bei einem effektiven Pumpenförderstrom von 20ltr/min im üblichen Wirkungsgradbereich von Zahnradpumpen auch ohne zusätzliche Kühlung geeignet (In der Praxis gängige Auslegung von Behältervolumen:  $3...5 \cdot Q_{\text{th}} + 10...15\%$ ). Der Gestaltungshinweis, dass der Vorratstank über allseitig schräge Flächen verfügen soll kann nicht berücksichtigt werden, da die

standardmäßig eingesetzten Behälter des Aggregatslieferanten nicht über solche Geometrien verfügen und eine Sonderanfertigung des Tanks zu kostenintensiv ist. Für die gegenwärtige Anwendung ergibt sich durch den verhältnismäßig großen Tank kein Nachteil, das Öl hat mehr Zeit sich im Behälter zu beruhigen (=Aufsteigen der Luftblasen). Die Erstbefüllung ist aufgrund der größeren Ölmenge kostspieliger, durch die hohe Ölmenge wird aber auch eine längere Betriebszeit mit einer Ölfüllung erreicht.

#### 4.3.6 Auswahl Wärmetauscher

Der Wärmetauscher hat die Aufgabe die vom System anfallende Wärme aus dem Hydrauliköl über das Kühlwasser abzuführen. Im Allgemeinen gilt:

$$P_{\text{Verlust}} = P_{\text{zugeführt\_Pumpe}} - P_{\text{abgeführt\_System}}$$

Formel 63 Verlustleistung von Hydraulikanlagen

$P_{\text{Verlust}}$  Verlustleistung [W]

$P_{\text{zugeführt\_Pumpe}}$  Zugeführte Leistung der Pumpe [W]

$P_{\text{abgeführt\_System}}$  Über das System abgeführte Leistung [W]

$$\eta_{\text{tGesamtanlage}} = \frac{P_{\text{abgeführt\_System}}}{P_{\text{zugeführt\_Pumpe}}}$$

Formel 64 Anlagengesamtwirkungsgrad

$\eta_{\text{tGesamtanlage}}$  Anlagengesamtwirkungsgrad [.]

Die zugeführte Leistung über die Pumpe entspricht der gesamten Nennleistung des Pumpenantriebsmotors da Faktoren wie Leistung für Lüftung, Geräuschentwicklung, Wärmestrahlung,... im Verhältnis zur Gesamtleistung unwesentlich klein sind. Unter die ins System abgeführte Leistung fallen systemabhängige Leistungen infolge des Drucköls, das sind etwa Leistungen zum Verformen von Werkstücken, zu Bewegen (heben und halten) von Lasten oder zum Antreiben von Hydromotoren. Der Wärmetauscher muss immer auf zumindest die maximal anfallende Verlustleistung dimensioniert werden. Üblicherweise wird bei Wärmetauschern bei der Auslegung eine sogenannte Flächenreserve (=Sicherheitsfaktor) berücksichtigt. Im Fall des Drehwinkelsensorprüfstandes wird bei den statischen Messungen (siehe Kapitel 1.3.1) der Sensor nur positioniert und diese Position dann gehalten (Bewegung infolge der ständigen Regelbewegung wird vernachlässigt). Da hierbei keine Lasten gehoben werden müssen oder in einer anderen Art und Weise nennenswerte Leistungen über das System abgeführt werden, kann davon ausgegangen werden, dass die Verlustleistung annähernd den Wert der zugeführten Pumpenleistung annimmt. Ein gewisser Anteil der Verlustleistung wird immer über die Komponenten der Anlage an die Umgebung abgegeben werden, dieser Anteil ist in der Praxis aber nur ausgesprochen schwer zu

erfassen, da die abgegebene Verlustleistung von sehr vielen Einflussgrößen abhängig ist, und wird daher nicht berücksichtigt. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Verlustleistung annähernd den Wert der Pumpenmotorleistung erreicht. In diesem speziellen Betriebspunkt geht der Gesamtwirkungsgrad der Anlage gegen Null. Der eingesetzte Plattenwärmetauscher muss somit eine Kühlleistung von min. 11kW haben, (entspricht der Nennleistung der Pumpe). Ausgewählt wird ein Plattenwärmetauscher mit 13kW Leistung, was bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 15°C etwa einem Kühlwasserbedarf von 1,5m³/h entspricht. In der Rücklaufleitung des Wärmetauschers wird zusätzlich ein Strangreguliertventil verbaut, somit kann der maximale Kühlwasserfluss über den Wärmetauscher begrenzt werden. Um die eingesetzten Additive im Öl nicht zu schädigen sollte die Öltemperatur im gesamten System 50°C nicht überschreiten, das setzt eine entsprechend tiefer liegende Ausgangstemperatur im Tank voraus, da die Pumpe und die Zylinder mit den Ventilen die größten Wärmeeintragsquellen darstellen.

#### **4.3.7 Erstellen Filtrationskonzept**

Die empfindlichsten Komponenten des Systems sind die beiden Servoventile, diese sind ausschlaggebend bei der Gestaltung des Anlagenfiltrationskonzepts. Der Hersteller der Ventile gibt für eine erhöhte Lebensdauer der Ventile eine Öleinheit die zumindest der Klasse 13/10 nach ISO DIS 4406 entspricht an, genaue Erläuterung zu dieser Angabe finden sich unter Kapitel 3.3.6.3. Zusätzlich gibt der Hersteller die Verwendung von einem Hochdruckfilter vor den Ventilen an, weiters wird vorgeschrieben, dass der  $\beta_x$ -Wert der Filter für eine erhöhte Lebensdauer zumindest  $\beta_5 \geq 75$  betragen muss. Erläuterung hierzu siehe Kapitel 3.4.6.1. Im vorliegenden Fall wurde ein Ölbehälter mit einem Gesamtvolumen von 160Liter ausgewählt, weiters wurde eine Pumpe mit einer konstanten Fördermenge von 20ltr/min ausgewählt. Das bedeutet, dass das gesamte Behältervolumen innerhalb von 8 Minuten umgewälzt wird. Bei diesem verhältnismäßig kleinem Tankvolumen in Kombination mit der hohen Pumpenförderleistung kann auf eine Nebenstromfiltrierung verzichtet werden, wenn sichergestellt wird, dass die gesamte geförderte Ölmenge (auch die Ölmenge über das Druckbegrenzungsventil) vor der Rückförderung in den Tank filtriert wird. Da es sich in diesem Anwendungsfall um eine Servohydraulikanlage mit hohen Anforderungen an die Öleinheit handelt, kann auf den Einsatz eines Saugfilters in der Pumpensaugleitung verzichtet werden, da dieser Filter aufgrund der Kavitationsgefahr in der Pumpe ohnehin nur sehr grob ausgeführt werden könnte. Die ausgewählte Pumpe entnimmt das Öl direkt dem Vorratstank und bringt dieses auf den benötigten Anlagendruck von 280bar, somit ist kein Niederdruckfilter einsetzbar. Ein Niederdruckfilter wäre z.B. zwischen einer Speise- und einer Hochdruckpumpe denkbar. Ein Hochdruckfilter ist für den Betrieb mit Servoventilen auf jeden Fall notwendig, der Filter soll so nahe wie möglich an den empfindlichen Komponenten (Servoventile) verbaut werden, zumindest sollte aber sichergestellt sein, dass sich zwischen dem Hochdruckfilter und den Servoventilen keine wesentlichen Schmutzeintragskomponenten (wie etwa Pumpen) mehr befinden. Weiters darf der

Hochdruckfilter nicht über einen Filterbypass verfügen, da die Gefahr der Beschädigung auch bei nur kurz geöffnetem Bypass zu groß ist. Der Hochdruckfilter sollte weiters mit einer Verschmutzungsanzeige ausgestattet sein, damit das Filterelement bei einem zu hohem Differenzdruck über das Ventil rechtzeitig getauscht werden kann. Für den vorliegenden Anwendungsfall wird ein Hochdruckfilter ohne Bypass mit einer elektrischen Filterüberwachung ausgewählt. Bei dem Filterelement handelt es sich um ein Tiefenfilterelement, das zusätzlich eine Wasseraufnahmekapazität hat, und somit in der Lage ist auch flüssige Verschmutzungen in Form von Wasser aus dem System zu filtern. Da Filterelemente mit einer geringen Durchflussleistung wie in diesem Anwendungsfall keinen nennenswerten Kostenfaktor darstellen, wird ein 3µm Filterelement ausgewählt, somit ergeben sich wie aus der nachfolgenden Abbildung ersichtlich ein  $\beta_3$ -Wert von 50 sowie ein  $\beta_5$ -Wert von über 1000, diese Werte liegen deutlich über der Angabe des Ventilherstellers, somit ist hier ein zusätzlicher Schutzfaktor vorhanden.

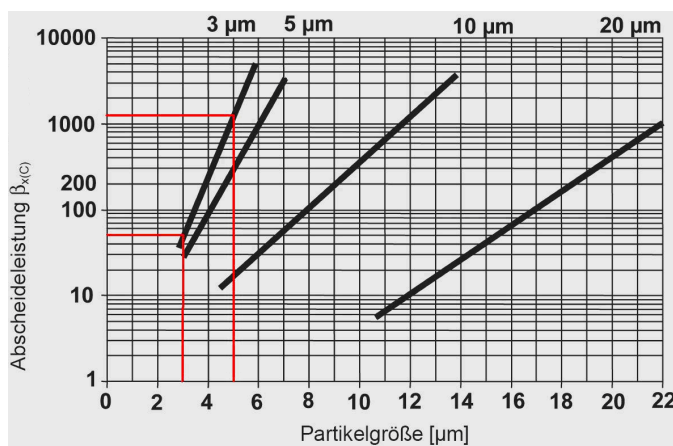


Abb. 88  $\beta_x$ -Werte der eingesetzten Filter<sup>100</sup>

Zusätzlich wird ein Rücklauffilter, über den das gesamte von der Pumpe geförderte Öl geführt wird eingesetzt. Dieser Rücklauffilter ist unmittelbar vor dem Tank verbaut und kann somit als Niederdruckfilter ausgeführt werden. Da Niederdruckfilter im Verhältnis zu Hochdruckfiltern sehr preiswert sind, kann der Rücklauffilter bewusst größer dimensioniert werden, um die Filterelementstandzeit zu erhöhen. Weiters wird der Rücklauffilter mit einer elektronischen Differenzdrucküberwachung und einem Bypass ausgestattet. Der Bypass ist hier zulässig, da ein kurzzeitiges Umgehen des Rücklauffilters über den Bypass keine nennenswerte Gefahr darstellt, da sich nach dem Rücklauffilter keine empfindlichen Komponenten mehr befinden. Bei dem Rücklauffilter handelt es sich ebenfalls um einen Tiefenfilter, für dessen Element die vorhergehenden Abbildung ebenfalls zutrifft, somit gilt hier wieder:  $\beta_3$ -Wert von 50 sowie ein  $\beta_5$ -Wert von über 1000. Der Hochdruckfilter im Vorlauf der Anlage sowie der Niederdruckfilter im Rücklauf stellen die Arbeitsfilter der Anlage dar. In den Servoventilen selbst ist die Vorsteuerstufe (Düsen-Prallplatten-System) und hier im speziellen die Düsen (ausgesprochen geringe Düsengröße) an der Prallplatte der empfindlichste Teil. Zum Schutz dieser Düsen ist in der Steuerölleitung der Ventile ein Schutzfilterelement verbaut, das die Aufgabe hat die

<sup>100</sup>

Vgl.: Technisches Datenblatt: D7.200.11/06.07, Fa. Hydac Hydraulik Ges.m.b.H

Vorsteuerstufe bei einem Gebrechen an der Anlage kurzzeitig vor Verschmutzung zu schützen. Diese Filterelemente haben eine Maschenweite von  $10\mu\text{m}$ , und verfügen über keinen Bypass und keine Differenzdrucküberwachung, da diese Elemente keine eigentliche Filtrieraufgabe übernehmen. Diese Elemente werden in der Servoventiltechnik üblicherweise als Last-Chance-Filter bezeichnet.

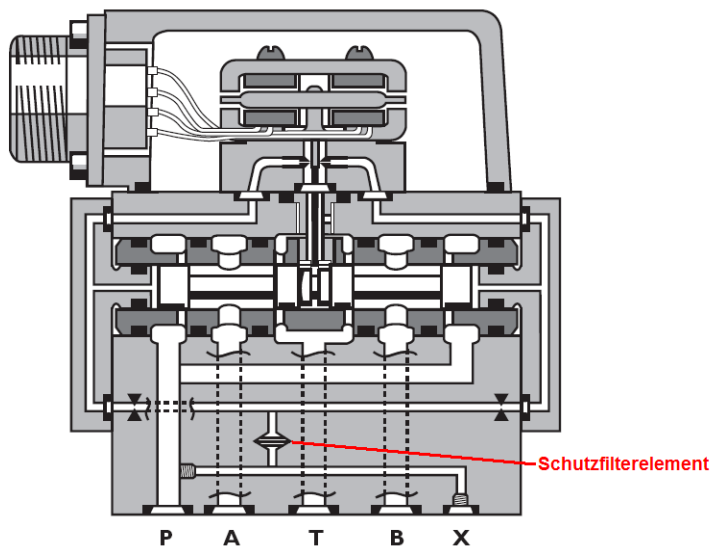


Abb. 89 Schutzfilter im Servoventil<sup>101</sup>

Weiters muss am Tank des Hydraulikaggregates ein BelüftungsfILTER montiert werden, der eine Atmung des Behälters ermöglicht. Dieser BelüftungsfILTER muss eine Filterfeinheit aufweisen, die mindestens der Feinheit der Systemfilter entspricht. Bei Servohydraulikanlagen sollte an sich kein Befüllfilter verbaut werden, da die Befüllung nicht direkt erfolgen darf (siehe Kapitel 3.4.3.2), in der Praxis werden aber meist nur kombinierte Befüll- und BelüftungsfILTER verbaut. Im vorliegenden Fall wird ebenfalls eine Befüll- und BelüftungsfILTERkombination verbaut, der BelüftungsfILTER hat eine Filterfeinheit von  $3\mu\text{m}$ , das Einfüllsieb ist wesentlich grobmaschiger und darf daher nicht zum Befüllen des Aggregates verwendet werden. Dementsprechende Unterweisung des Prüfstandspersonals erfolgt im Zuge der Prüfstandsübergabe an den Kunden, weiters sind in der Bedienungsanleitung und direkt am Aggregat entsprechende Hinweise angeführt.

An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass sich bei einem Druckabfall über die Filter die Druckverhältnisse innerhalb der Anlage ändern. Der Versorgungsdruck wird etwas geringer, und der Rücklauf in den Tank wird aufgestaut, somit steht effektiv ein kleinerer Druck zur Positionierung zur Verfügung. Diese Druckänderungen sind aber so gering, dass sich diese nicht merkenswert auf das Verhalten der Anlage auswirken. Genauere Erläuterungen zum Thema Filtration finden sich unter Kapitel 3.4.

<sup>101</sup>

Vgl.: Technisches Datenblatt: CDL6642 Rev. F 500-340 0405, Fa. Moog GmbH

#### 4.3.8 Erstellung Schema Hydraulikaggregat

Die Druckerzeugung erfolgt mittels einer Innenzahnradpumpe, die Filtrierung erfolgt im Hauptstrom. Oftmals wird bei servohydraulischen Anlagen ein separater Drucksteigerungskreis der nur die Steuerölleitungen sowie die hydrostatische Kolbenstangenlagerungen versorgt realisiert. Im vorliegenden Fall wird auf diesen separaten Kreis verzichtet, da die Kolben der Zylinder über die bereits angesprochenen PTFE-Beschichtungen verfügen und der Aufwand für einen eigenen Kreis der nur die Steuerölleitungen sowie die hydrostatischen Lagerungen versorgt zu groß ist. Weiters muss bei der Erstellung des Aggregatsschemas darauf geachtet werden, dass der ganze Förderstrom der Pumpe filtriert wird. Weiters ist an dieser Stelle wie beim Filtrationskonzept zu erwähnen, dass sich Druckverluste infolge aller ölführenden Komponenten des Systems ergeben, diese aber bei entsprechender Dimensionierung der Komponenten und Leitungen (siehe Kapitel 4.6) verhältnismäßig gering sind und den Versorgungsdruck sowie den Rücklaufdruck nicht wesentlich beeinflussen. Somit kann folgendes Schema des Hydraulikaggregates erstellt werden:

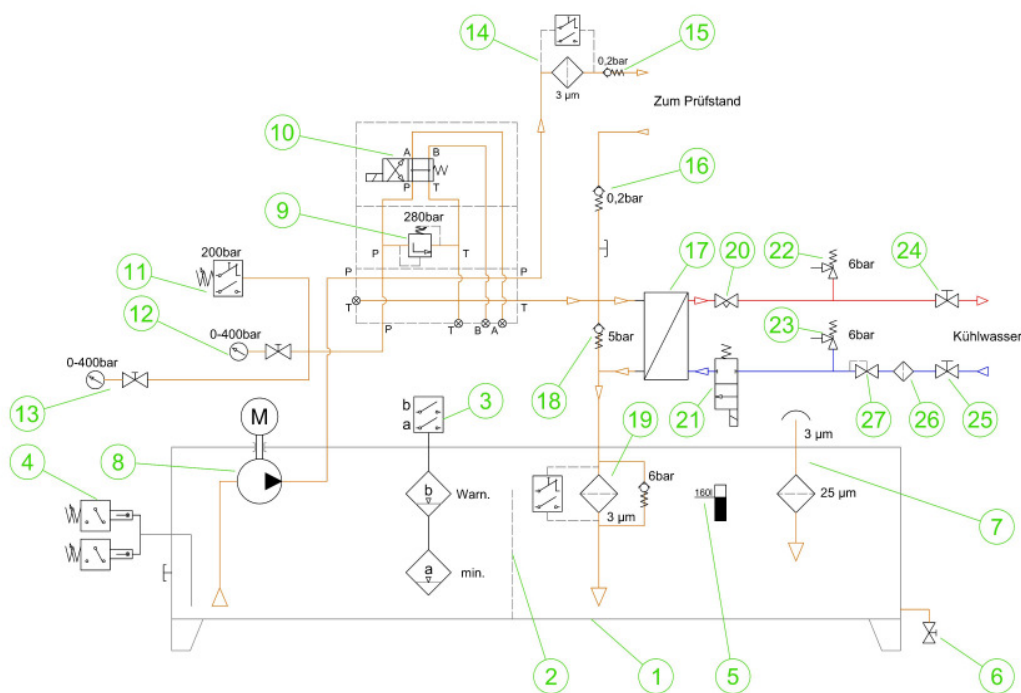


Abb. 90 Schema des Hydraulikaggregates

Folgende Komponenten finden Verwendung:

- 1) Ölvorratsbehälter mit 160ltr Nutzvolumen
- 2) Luftabscheideblech zwischen Ansaug- und Rücklaufposition
- 3) Elektrische Niveauüberwachung mit zwei Schaltschwellen: Warnniveau – weiterer Betrieb der Anlage möglich, allerdings sollte Öl nachgefüllt werden; Alarmniveau: kein weiterer Betrieb der Anlage ohne Nachfüllen von Öl mehr möglich, Gefahr der Luftansaugung durch die Pumpe

- 4) Sicherheitsthermostat der die Öltemperatur überwacht: sollte die Temperatur im Tank über den eingestellten Wert steigen, wird die Anlage abgeschaltet.
- 5) Optische Füllstandsanzeige (Schauglas)
- 6) Manueller Entleerkugelhahn
- 7) Einfüll- und BelüftungsfILTER, BelüftungsfILTER hat die gleiche Filterfeinheit wie die Systemfiltration (3µm), das Einfüllsieb ist wesentlich gröber, daher darf keine direkte Befüllung über dieses Einfüllelement erfolgen
- 8) Druckpumpe, Innenzahnradpumpe mit Antriebsmotor, ausgeführt als Konstantpumpe, Pumpenförderleistung: 20ltr/min bei Druckerhöhung von 280bar, Antriebsmotor mit 11kW Leistung
- 9) Druckbegrenzungsventil, voreingestellt auf 280 bar, über dieses Ventil fließt immer ein Mindestanteil des Pumpenförderstroms, so wird ein Konstantdrucksystem sichergestellt.
- 10) 4/2 Wege-Entlastungsventil, die Pumpe kann nur ohne Gegendruck anlaufen, deshalb wird dieses Ventil erst einige Sekunden nach dem Pumpenstart bestromt, so wird ein druckloser Anlauf der Pumpe gewährleistet.
- 11) Druckschalter, der eine Meldung ausgibt, wenn der Druck in der Versorgungsleitung unter 200bar fällt (z.B. Leitungsbruch in der Zuleitung zu den Ventilen)
- 12) Manometer mit Absperrung direkt am Aggregat verbaut
- 13) Manometer mit Absperrung, kann über Fernleitung an beliebigem Platz montiert werden.
- 14) Hochdruckfilter mit elektrischer Differenzdrucküberwachung ohne Bypass. Der Hochdruckfilter soll so nahe wie möglich an den zu schützenden Komponenten verbaut werden. Wenn Aggregat und Anlage geographisch gesehen getrennt voneinander verbaut werden, so ist es notwendig den Filter nicht am Aggregat sondern an der Anlage nach den Verbindungsleitungen bzw. Verbindungsschläuchen zu verbauen.
- 15) Rückschlagventil, das ein Rückströmen des Öls in Richtung Pumpe verhindert, (üblicherweise als Schutz vor Pulsationen aus der Anlage kommend verbaut)
- 16) Rückschlagventil, das gewährleistet, dass in der Rücklaufleitung immer ein geringer Gegendruck vorhanden ist.
- 17) Öl-Wasser Plattenwärmetauscher: das gesamte von der Pumpe geförderte Öl wird über diesen Wärmetauscher geführt. Wichtig ist hierbei, dass auch die Rücklaufleitung des Überströmventils über diesen Wärmetauscher geführt wird, da sonst bei Betriebspunkten an denen von der Anlage wenig Öl verbraucht wird, die Pumpe den Vorratsbehälter zu stark aufheizen würde.
- 18) Rückschlagventil, das bei 5 bar Druck öffnet, dient als Schutzeinrichtung sollte der Differenzdruck über den Wärmetauscher zu groß werden (=Verlegen des Wärmetauschers)
- 19) Rücklauffilter, filtert den Gesamtstrom der Pumpe, ist mit einer elektrischen Differenzdrucküberwachung, sowie einem Filterbypass ausgestattet.
- 20) Strangregulierungsventil in der Kühlwasserrückleitung des Wärmetauschers, hiermit kann der max. Wasserfluss über den Wärmetauscher begrenzt werden.

- 21) 2/2 Wege Absperrventil, das den Kühlwasservorlauf (im Stillstand der Anlage) zum Wärmetauscher abschaltet.
- 22) Überströmventil, eingestellt auf 6 bar, sollte Kühlwasser zwischen dem Strangregulierungsventil und dem Kugelhahn eingesperrt werden, wird durch Überströmen eine Beschädigung der Komponenten infolge von temperaturbedingter Druckerhöhung verhindert.
- 23) Überströmventil, eingestellt auf 6 bar, sollte Kühlwasser eingesperrt werden, wird durch Überströmen eine Beschädigung der Komponenten infolge von Druckerhöhung verhindert.
- 24) Absperrkugelhahn Kühlwasserrücklaufleitung
- 25) Absperrkugelhahn Kühlwasservorlaufleitung
- 26) Schmutzfänger Kühlwasservorlauf
- 27) Druckminderventil Kühlwasservorlauf

## 4.4 Einschaltventilblock

Zur Einstellung der Nullposition des Sensors in Bezug auf das Geberrad nach dem Wechsel von Sensor und/oder Geberrad sowie nach dem Verstellen der Geberradposition muss unmittelbar im Nahbereich der Messstelle gearbeitet werden. Um diesen Einrichtbetrieb nicht mit vollem Systemdruck und damit verbundener schnellster möglicher Positioniergeschwindigkeit zu realisieren, und um die Versorgungsdruckleitung zu den Servohydraulikkomponenten nicht abrupt mit Drucköl zu beaufschlagen, wird vor den Ventilen ein Einschaltventilblock vorgesehen. Der Einrichtbetrieb ist aus sicherheitstechnischen Gründen nur bei begrenztem Druck und verminderter Positioniergeschwindigkeit zulässig. Bei diesem Einschaltventilblock handelt es sich um ein fertiges Modul, das speziell zur Realisierung von Einrichtbetrieben mit vermindertem Druck und bei verminderter Geschwindigkeit konzipiert ist. Der Einschaltventilblock besteht im Wesentlichen aus einem Einrichtkreis und einem Hauptbetriebskreis. Die Aktivierung des Einrichtkreises erfolgt über die Ansteuerung eines 2/2 Wege-Magnetventils (28), somit wird Drucköl auf den Einrichtkreis geschaltet. Der Einrichtdruck wird über ein einstellbares Druckreduzierventil (29) begrenzt (Einrichtdruck wird im Zuge der Inbetriebnahme eingestellt), die max. Positioniergeschwindigkeit wird über die Größe einer Blende (30) begrenzt. Während des gesamten Einrichtbetriebes erfolgt die Druckölversorgung der Servoventile nur über den Einrichtkreis. Um die Druckölversorgung mit Systemdruck freizugeben muss ein zusätzliches 2/2 Wege-Magnetventil (31) betätigt werden. Über dieses Ventil wird das Druckreduzierventil (31) auf vollen Durchgang geschaltet, somit erhöht sich auch der Versorgungsdruck zu den Ventilen. Wenn 85% des Systemdruckes erreicht sind wird die Vorstufe des Freigabeventils (32) umgeschaltet und das eigentliche Freigabeventil (33) gibt den vollen Betriebsdruck bei vollem Durchgang frei. Weiters ist im Ventilblock ein Druckschalter (34) verbaut, der die Druckölversorgung zu den Ventilen ausschaltet, wenn 85% des Systemdrucks unterschritten werden. Durch das Schalten der beiden Magnetventile (28



und 31) in den Ausgangszustand werden die Ventile vom Aggregat getrennt. Zusätzlich wird die Druckölleitung zu den Ventilen über eine Blende (35) dekomprimiert. Lediglich die Steuerölversorgung wird direkt mit den Ventilverstufen (Düse-Prallplatten-System) verbunden, um bereits vor dem eigentlichen Einrichtbetrieb Druck an den Steuerdüsen aufbauen zu können (Bedingung hierfür ist das Vorhandensein von Betriebsdruck des Aggregates). Aufgrund der PTFE-Beschichtung an den Zylindern ist keine Druckölversorgung der hydrostatischen Kolbenstangenlagerungen im Einrichtbetrieb notwendig. Das Öl für die Lagerungen wird von den Arbeitsölan schlüssen der Ventile entnommen.

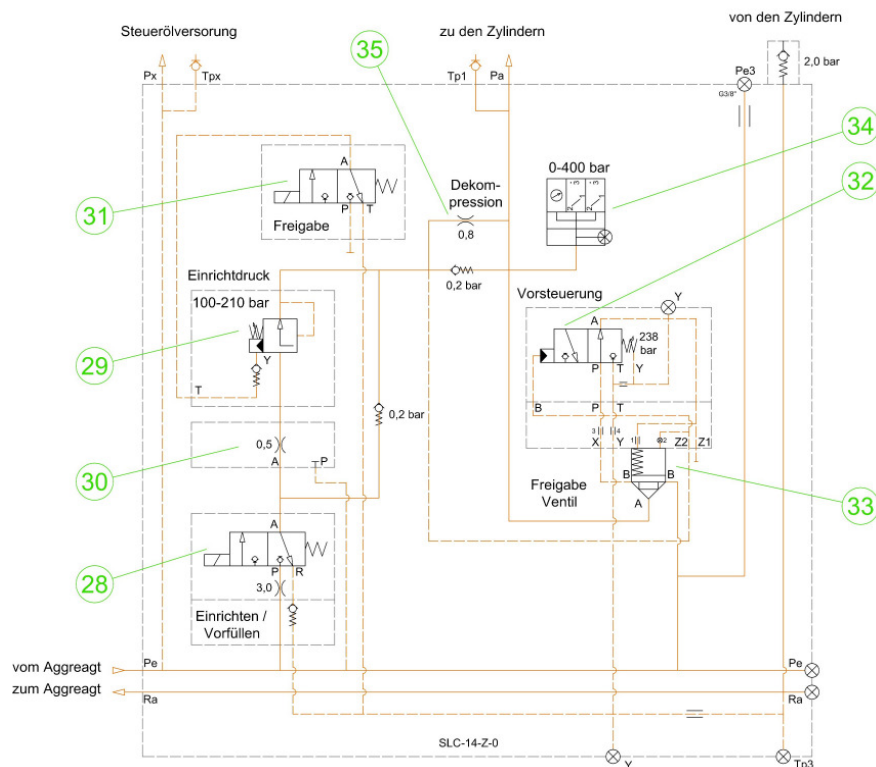


Abb. 91 Schema Einschaltventilblock

## 4.5 Lagerölabsaugpumpe

Für die hydrostatische Kolbenstangenlagerung werden den Kolbenstangen an den Lagerstellen über Drucköltaschen pro Zylinder maximal 0,8 Liter Öl zugeführt, die tatsächliche zugeführte Ölmenge ist von der Betriebstemperatur des Öls (Viskosität) und von den tatsächlich auftretenden Querkräften abhängig. Um das überströmende Öl wieder dem Hydrauliksystem zuführen zu können, wird ein Lagerölabsaugpumpenaggregat benötigt. Dieses Pumpenaggregat hat neben der Rückförderung zum Tank auch die Aufgabe das Öl zu filtern. Das Pumpenaggregat besteht aus einem grobmaschigen Sieb (36) das zum Schutz der Förderpumpe (37) die als Flügelzellenpumpe ausgeführt ist dient. Um die Pumpe bei verlegtem Filter nicht zu zerstören ist ein Überströmventil (38) verbaut, das öffnet wenn der Druck vor dem Filter zu hoch wird. Auf der Druckseite der Pumpe ist der eigentliche Filter (39) verbaut, hierbei handelt es sich um einen Filter mit

einer Maschenweite von 3µm und einem  $\beta_5$ -Wert von über 1000. Zur Kontrolle des Verschmutzungsgrads ist eine optische Verschmutzungsanzeige (40) verbaut. Im Betrieb muss bei der Absaugpumpe darauf geachtet werden, dass die Absaugung nach der Beendigung des Prüfbetriebes nachläuft, damit sichergestellt wird, dass kein Öl über die Kolbenstangen des Zylinders austritt. Da von der Lagerölabsaugpumpe ein Öl-Luft Gemisch gefördert wird, muss vor der Übergabe an den Vorrattank ein Luftabscheider verbaut werden, dieser besteht im Wesentlichen aus einem Auffangtank (41) mit einem Entlüftungsventil (42) der mit einer Gaspendelleitung (43) die mit dem Vorrattank verbunden ist, sowie einer Verbindungsleitung (44) mit Rückschlagventil (45) zwischen Auffangtank und Vorrattank über die das luftfreie Öl in den Vorrattank zurückgelangt (Einmündung unter Warnniveau).

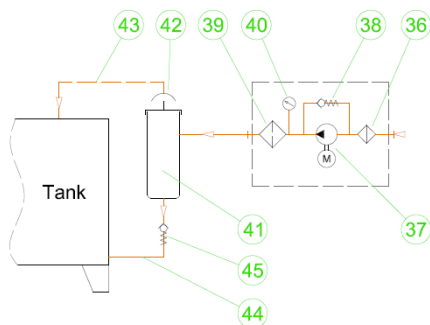


Abb. 92 Schema Lagerölabsaugpumpenaggregat mit Ölrückführung

## 4.6 Leitungsdimensionierung

Als Verbindung zwischen den einzelnen Modulen werden Schlauchleitungen verbaut. An den verwendeten Modulen sind Schneidringverschraubungen oder Gewinde für Schneidringverschraubungen vorgesehen. Generell gilt für alle Rohrleitungen, Schläuche und Fittinge, dass neben der Eignung für die am Prüfstand auftretenden Öldrücke und Temperaturen die Fließgeschwindigkeit beachtet werden muss. Hier gilt die generelle Empfehlung:

Leitungstyp:	Fließgeschwindigkeiten (Richtwerte)
Saugleitungen:	0,5 bis 1,5m/s
Druckleitungen:	1,5 bis 6 (10)m/s
Rücklaufleitungen:	2 bis 4m/s

Tab. 17 Fließgeschwindigkeiten

Weiters ist zu beachten, dass sich infolge der verbauten Verbindungselemente Druckverluste ergeben, die von der Fließgeschwindigkeit und der Viskosität des strömenden Mediums, sowie von der Oberflächenrauigkeit und den Geometrien der ölführenden Komponenten abhängen. Weiters ist zu beachten, dass Schläuche gegenüber Rohren eine viel höhere Aufweitung durch das Druckmedium aufweisen, dieser Effekt wird aber im vorliegenden Fall genutzt und somit kann auf den Einsatz von Druckspeichern verzichtet werden (siehe Kapitel 4.3.2).

## 4.7 Gesamthydraulikschemata

Wie bereits beschrieben wird die Verbindung zwischen den einzelnen Modulen der Anlage mittels Hochdruckschläuchen hergestellt. Einzig zwischen Hochdruckfilter und Anschlussventilblock wird eine Rohrleitung verbaut. Somit ergibt sich folgendes Gesamthydraulikschemata.

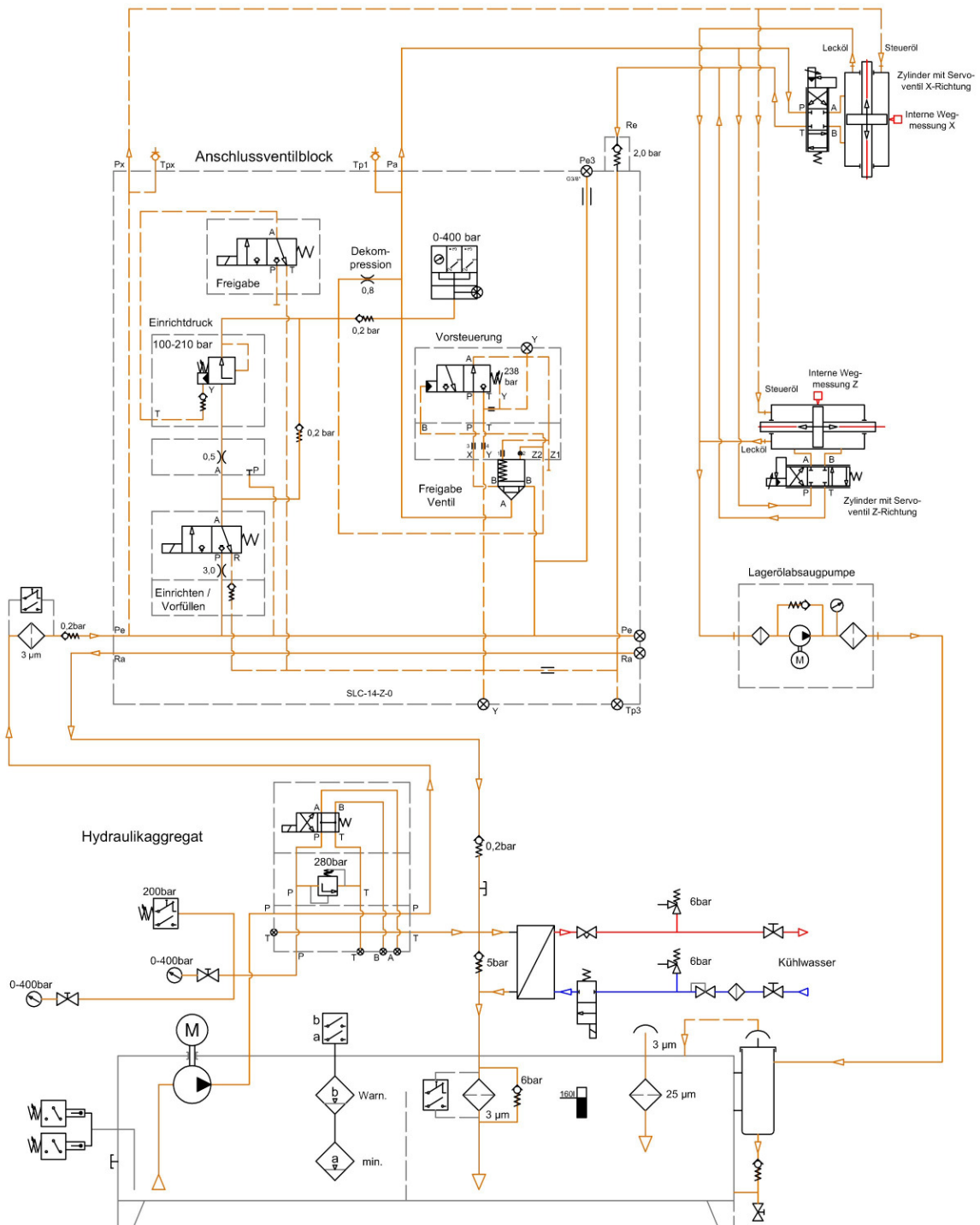


Abb. 93 Gesamthydraulikschemata

## 5 Antrieb Geberrad

Wie aus den Spezifikationen unter Kapitel 1.3.4 hervorgeht wird zum Betrieb des Sensorgeberrades ein Antriebsmotor für Drehzahlen in beide Richtungen bis zu einer max. Drehzahl von 8000rpm benötigt. Das Geberrad kann ein maximales Massenträgheitsmoment von  $0,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  aufweisen. Zwar sind die Anforderungen an die Drehzahlrampenzeit gering, mit dem Motor müssen aber neben dem Rampenbetrieb und der gleichförmigen Drehbewegungen zusätzlich Drehschwingungen am Geberrad realisiert werden. Weiters ist darauf zu achten, dass laut Spezifikation eine sehr hohe Drehzahlgleichförmigkeit gefordert ist. Weiters muss sich die tatsächliche Drehzahl innerhalb eines sehr kleinen Drehzahltoleranzbandes befinden. Das minimale Motordrehmoment ist mit 25Nm festgelegt.

### 5.1 Auswahl eines geeigneten Antriebsmotors

Um den Anforderungen laut der Spezifikation zu genügen muss es sich bei dem Antriebsmotor um einen geregelten Motor mit dynamischem Stromrichter handeln, die Regelgröße kann je nach Betriebsart das Drehmoment oder der Drehwinkel sein. Weiters ist zu beachten, dass der Motor über eine Fremdbelüftung verfügen muss, damit die Temperaturen im Schwingbetrieb die höchstzulässigen Temperaturen nicht überschreiten. Das minimale Drehmoment des Motors ist laut Spezifikation bereits bestimmt.

Als Antrieb für das Geberrad wird ein 6-poliger permanenterregter Drehstrom-Synchron-Servomotor ausgewählt. Zur Regelung von Drehzahl und Drehwinkel ist ein interner Drehgeber verbaut. Die Ansteuerung des Motors erfolgt über einen Stromrichter. Servomotoren zeichnen sich vor allem durch ihre Positionier- und Drehzahlgenauigkeit sowie durch ihr gutes dynamisches Verhalten aus. Das tatsächliche Drehmoment von Servomotoren wird von der mechanischen Ausführung sowie vom max. Ansteuerstrom begrenzt.

Aufgrund des spezifizierten Mindestdrehmomentes von 25Nm wird die nächst größere geeignete Motortype ausgewählt, hierbei handelt es sich um einen Motor mit einem Nenndrehmoment von 28Nm, der gewählte Motor ist für Drehzahlen von 8000rpm in beide Richtungen geeignet.

### 5.2 Ermittlung erreichbarer Beschleunigungswerte und -zeiten

Bei der Ermittlung erreichbarer Rampenzeiten spielt das Massenträgheitsmoment des beschleunigten Systems eine wesentliche Rolle. Im vorliegenden Fall setzt sich dieses Massenträgheitsmoment aus drei Faktoren zusammen.

$$J_{ges} = J_{Motor} + J_{Geberrad} + J_{Welle}$$

Formel 65 Gesamtträgheit des rotierenden Systems

$J_{ges}$  Gesamtes Trägheitsmoment der rotierenden Teile [kg\*m²]

$J_{Motor}$  Trägheitsmoment Rotor Antriebsmaschine [kg\*m²]

$J_{Geberrad}$  Trägheitsmoment Geberrad [kg\*m²]

$J_{Welle}$  Trägheitsmoment Verbindungswelle [kg\*m²]

Das Trägheitsmoment des Motors ist dem Datenblatt entnommen und beträgt beim gewählten Motor 0,00654kg\*m². Das maximale Trägheitsmoment des Geberrades beträgt laut Spezifikation 0,1kg\*m². Im vorliegenden Fall wird es zwischen Motorwelle und Geberrad eine gelagerte Welle geben, verbunden über eine drehsteife Kupplung, damit das Geberrad nicht direkt auf der Motorwelle gespannt werden muss, weiters vergrößert sich durch diese Welle der Abstand vom Antriebsmotor zum Geberrad, was hinsichtlich elektromagnetischer Störfelder von Vorteil ist. Auch die Rundlaufgenauigkeit des Geberrades kann durch diese zusätzlich gelagerte Welle verbessert werden. Aus diesem Grund wird angenommen, dass eine Antriebswelle aus Stahl mit einer Dichte von  $\rho_W=7,86\text{kg/dm}^3$  einem Durchmesser  $d_W= 35\text{mm}$  und einer Länge  $L_W=400\text{mm}$  vorhanden ist. Alle zusätzlichen Trägheiten (Lagerinnenringe, Lagerabstandshülsen, Wellenmuttern, Kupplung...) werden nicht berücksichtigt.

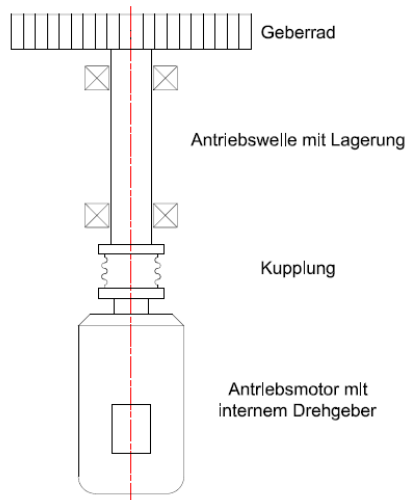


Abb. 94 Antrieb mit gelagerter Welle und Geberrad

Somit kann das Massenträgheitsmoment der Welle wie folgt berechnet werden (Trägheitsmomentmoment eines Zylinders mit Masse eines Zylinders):

$$J_{Welle} = \frac{1}{2} * m_W * \left( \frac{d_W}{2} \right)^2 = \frac{1}{2} * \left( \frac{d_W^2 * \pi}{4} * L_W * \rho_W \right) * \left( \frac{d_W}{2} \right)^2 =$$

$$\frac{1}{2} * \left( \frac{0,035^2 * \pi}{4} * 0,4 * 7860 \right) * \left( \frac{0,035}{2} \right)^2 = 0,000463 \text{ kg} * \text{m}^2 = 4,63 * 10^{-4} \text{ kg} * \text{m}^2$$

Formel 66 Trägheitsmoment Verbindungswelle

$m_W$  Masse der Verbindungswelle [kg]  
 $d_W$  Durchmesser Verbindungswelle [m]  
 $L_W$  Länge Verbindungswelle [m]  
 $\rho_W$  Dichte Verbindungswelle [kg/m<sup>3</sup>]

Somit beträgt das Gesamtträgheitsmoment:

$$J_{ges} = J_{Motor} + J_{Geberrad} + J_{Welle} = 0,00654 + 0,1 + 0,000463 = 0,107 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

*Formel 67 Berechnung Gesamtträgheit des rotierenden Systems*

Prinzipiell gilt bei der Berechnung von gleichförmig beschleunigten Drehbewegungen:

$$M_{Nenn} = J_{ges} \cdot \alpha_B$$

*Formel 68 Theoretisches Motordrehmoment*

$M_{Nenn}$  Motornennmoment [Nm]

$\alpha_B$  Winkelbeschleunigung [1/s<sup>2</sup>]

Diese Berechnung gilt aber nur wenn sämtliche Verlustfaktoren im Antriebsstrang vernachlässigt werden. Somit wäre im Idealfall eine unbeschleunigte gleichförmige Drehbewegung ohne das Zuführen von Energie möglich. In der praktischen Berechnung müssen Verluste im System (in erster Linie Reibungsverluste im Wellenstrang) berücksichtigt werden. Hierzu wird ein Gesamtwirkungsgrad des Systems von  $\eta_{gesA}=0,7$  angenommen. Somit gilt:

$$\text{wenn } |\alpha| > 0 : M_{Nenn} = J_{ges} \cdot \alpha_B \cdot \frac{1}{\eta_{gesA}}$$

*Formel 69 Tatsächliches Motordrehmoment*

$\eta_{gesA}$  Gesamtwirkungsgrad Antriebseinheit [.]

Somit kann die mit dem zur Verfügung stehenden Nenndrehmoment mögliche Beschleunigung ermittelt werden.

$$\alpha_B = \frac{M_{Nenn} \cdot \eta_{gesA}}{J_{ges}} = \frac{28 \cdot 0,7}{0,107} = 183,2 \frac{1}{\text{s}^2}$$

*Formel 70 Erzielbarer Beschleunigungswert*

Bei der errechneten Beschleunigung handelt es sich um eine Mindestbeschleunigung mit dem Geberrad der größten Massenträgheit. Bei Geberrädern mit kleinerem Massenträgheitsmoment ist die erzielbare Beschleunigung entsprechend höher.

Somit kann die erreichbare Beschleunigungszeit berechnet werden, es gilt:

$$\alpha_B = \frac{\Delta \omega_{dreh}}{t_B} = \frac{2 * \pi * \Delta n}{t_B}$$

*Formel 71 Beschleunigung in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit*

$\Delta \omega_{dreh}$  Änderung der Winkelgeschwindigkeit [1/s]

$t_B$  Beschleunigungszeit [s]

$\Delta n$  Drehzahländerung [U/s]

Als Drehzahlrampe wird eine Beschleunigung vom Stillstand bis zur max. Drehzahl angenommen, also von 0...8000rpm = 0...133,3rps. Somit ergibt sich für die Beschleunigungszeit beim Geberrad mit der größten Trägheit:

$$t_B = \frac{2 * \pi * \Delta n}{\alpha_B} = \frac{2 * \pi * 133,33}{183,2} = 4,57s$$

*Formel 72 Beschleunigungszeit*

Somit kann das Geberrad in einer Zeit von max. 4,57sec vom Stillstand auf die max. Geschwindigkeit beschleunigt werden.

### 5.3 Ermittlung möglicher Schwingwerte

Mit dem Motor können auch Drehschwingung am Geberrad erzeugt werden. Die tatsächlich erzielbaren Schwingfrequenzen sind hier in erster Linie vom Gesamtträgheitsmoment des Antriebsstranges und dem Schwingwinkel abhängig. Laut Angabe des Kunden hat jedes Geberrad 60 Zähne bzw. Drehwinkelimpulse am Umfang verteilt, aus diesem Grund sind 6° Schwingwinkel der gängigste Schwingwert, da so sicher gestellt wird, dass über eine ganze Teilungsperiode geschwungen wird. Anbei werden die erzielbaren Schwingwerte für die gängigsten Geberradgeometrien berechnet:

Die Ermittlung der Massen, Trägheitsmomente und Beschleunigungen erfolgt analog der Berechnung unter Kapitel 5.2. Des Weiteren finden folgende Formeln zur Berechnung Verwendung:

$$\varphi_{Schwing\_rad} = \varphi_{Schwing\_grad} * \frac{\pi}{180}$$

*Formel 73 Umrechnung Schwingwinkel in rad*

$\varphi_{Schwing\_rad}$  Schwingwinkel [rad]

$\varphi_{grad}$  Schwingwinkel [°]

$$L_{\text{Bogen}} = \frac{d_{GR} * \pi * \varphi_{\text{Schwing}_{-grad}}}{360}$$

Formel 74 Berechnung Bogenlänge

$L_{\text{Bogen}}$  Bogenlänge Schwingung [mm]

$d_{GR}$  Durchmesser Geberrad [mm]

$$\alpha_B = \varphi_{\text{Schwing}_{-rad}} * (2 * \pi * f_{\text{Schwing}})^2 \Rightarrow f_{\text{Schwing}} = \frac{\sqrt{\frac{\alpha_B}{\varphi_{\text{Schwing}_{-rad}}}}}{2 * \pi}$$

Formel 75 Berechnung Schwingfrequenz

$f_{\text{Schwing}}$  Erzielbare Schwingfrequenz [Hz]

Somit ergeben sich folgende möglichen Schwingwerte:

$s_{GR}$	$d_{GR}$	$m_{GR}$	$J_{\text{Geberrad}}$	$J_{\text{Welle}}$	$J_{\text{Motor}}$	$J_{\text{ges}}$	$\alpha_B$	$\varphi_{\text{Schwing}}$	$\varphi_{\text{Schwing}}$	$L_{\text{Bogen}}$	$f_{\text{Schwing}}$
[mm]	[mm]	[kg]	[kgm <sup>2</sup> ]	[kgm <sup>2</sup> ]	[kgm <sup>2</sup> ]	[kgm <sup>2</sup> ]	[1/s <sup>2</sup> ]	[°]	[rad]	[mm]	[Hz]
10	50	0,154	0,00005	0,00046	0,00654	0,00705	2779,66	6	0,105	2,618	25,9
10	75	0,347	0,00024	0,00046	0,00654	0,00725	2704,51	6	0,105	3,927	25,6
10	100	0,617	0,00077	0,00046	0,00654	0,00777	2521,01	6	0,105	5,236	24,7
10	125	0,965	0,00188	0,00046	0,00654	0,00889	2205,49	6	0,105	6,545	23,1
10	150	1,389	0,00391	0,00046	0,00654	0,01091	1796,60	6	0,105	7,854	20,8
12	75	0,417	0,00029	0,00046	0,00654	0,00730	2686,41	6	0,105	3,927	25,5
12	100	0,741	0,00093	0,00046	0,00654	0,00793	2471,94	6	0,105	5,236	24,5
12	125	1,157	0,00226	0,00046	0,00654	0,00926	2115,78	6	0,105	6,545	22,6
12	150	1,667	0,00469	0,00046	0,00654	0,01169	1676,53	6	0,105	7,854	20,1
12	175	2,269	0,00868	0,00046	0,00654	0,01569	1249,38	6	0,105	9,163	17,4
15	100	0,926	0,00116	0,00046	0,00654	0,00816	2401,82	6	0,105	5,236	24,1
15	125	1,447	0,00283	0,00046	0,00654	0,00983	1994,12	6	0,105	6,545	22,0
15	150	2,083	0,00586	0,00046	0,00654	0,01286	1523,78	6	0,105	7,854	19,2
15	175	2,836	0,01086	0,00046	0,00654	0,01786	1097,49	6	0,105	9,163	16,3
15	200	3,704	0,01852	0,00046	0,00654	0,02552	767,94	6	0,105	10,472	13,6
20	125	1,929	0,00377	0,00046	0,00654	0,01077	1819,73	6	0,105	6,545	21,0
20	150	2,778	0,00781	0,00046	0,00654	0,01482	1322,89	6	0,105	7,854	17,9
20	175	3,781	0,01447	0,00046	0,00654	0,02148	912,58	6	0,105	9,163	14,9
20	200	4,939	0,02469	0,00046	0,00654	0,03170	618,38	6	0,105	10,472	12,2
20	225	6,250	0,03955	0,00046	0,00654	0,04656	421,00	6	0,105	11,781	10,1
20	250	7,717	0,06029	0,00046	0,00654	0,06729	291,28	6	0,105	13,090	8,4
20	275	9,337	0,08826	0,00046	0,00654	0,09527	205,74	6	0,105	14,399	7,1
25	150	3,472	0,00977	0,00046	0,00654	0,01677	1168,81	6	0,105	7,854	16,8
25	175	4,726	0,01809	0,00046	0,00654	0,02510	781,00	6	0,105	9,163	13,7
25	200	6,173	0,03087	0,00046	0,00654	0,03787	517,57	6	0,105	10,472	11,2
25	225	7,813	0,04944	0,00046	0,00654	0,05644	347,24	6	0,105	11,781	9,2
25	250	9,646	0,07536	0,00046	0,00654	0,08236	237,98	6	0,105	13,090	7,6
30	175	5,672	0,02171	0,00046	0,00654	0,02871	682,57	6	0,105	9,163	12,8
30	200	7,408	0,03704	0,00046	0,00654	0,04404	445,03	6	0,105	10,472	10,4
30	225	9,376	0,05933	0,00046	0,00654	0,06633	295,48	6	0,105	11,781	8,5

Tab. 18 Berechnung erzielbare Schwingwerte



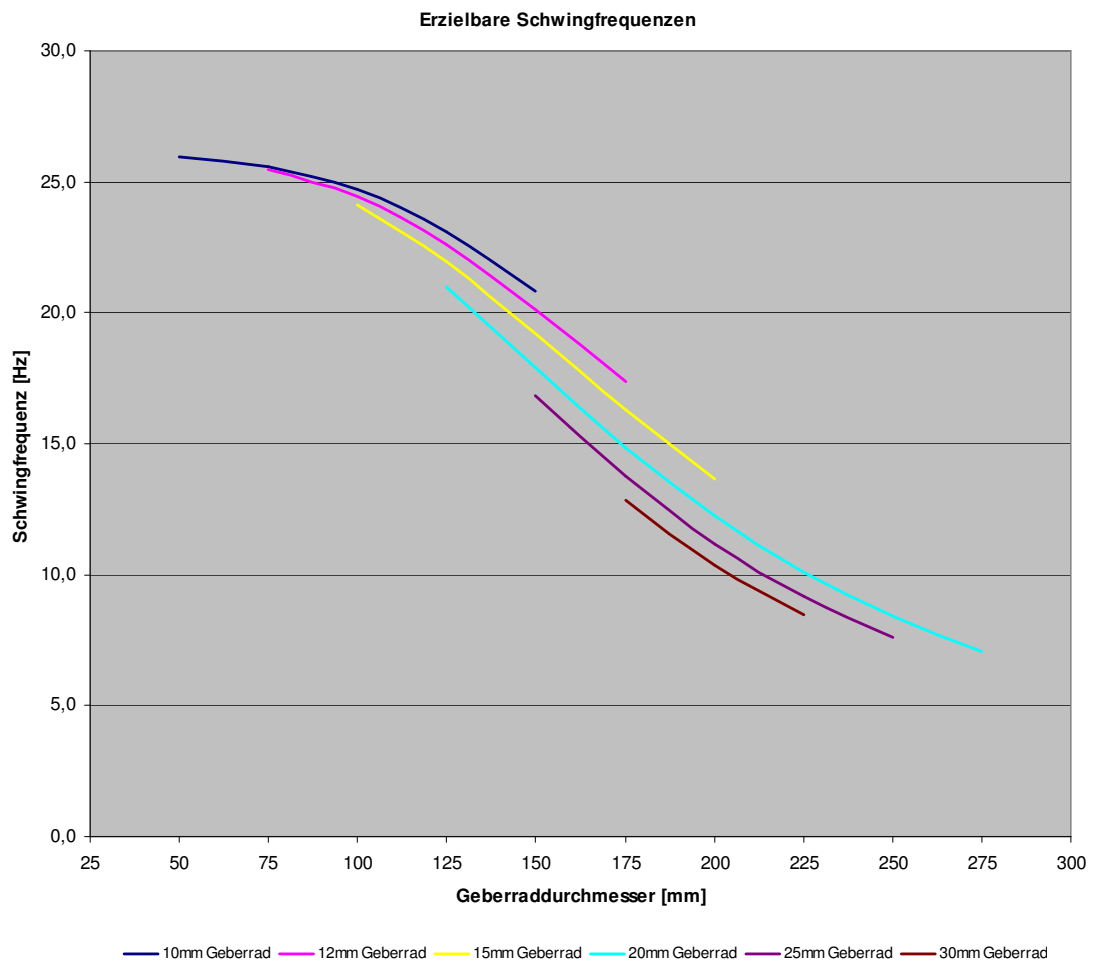


Abb. 95 Erzielbare Schwingfrequenzen

## 6 Mess- und Regelungskonzept

### 6.1 Prinzipieller Aufbau Prüfeinrichtung

Wie schon kurz in Kapitel 1.1 beschrieben besteht die Aufgabe des Prüfstandes darin, Betriebspunkte des Sensors zu simulieren, wobei unter dem Begriff Betriebspunkte auch Betriebssituationen mit definierten Störeinflüssen, die im realen Betrieb des Sensors auftreten können, zu verstehen sind. Die Erfassung und Verarbeitung des eigentlichen Sensorsignals obliegt dem Kunden und ist nicht Aufgabe des Prüfstandes. Forderung des Kunden ist es, die Messinformationen mit der tatsächlichen Position des Sensors zur Weiterverarbeitung direkt, ohne Zwischenstufe zur Verfügung gestellt zu bekommen. Die Positionsinformationen werden auch zur Steuerung/Regelung am Prüfstand benötigt, somit müssen die Positionsinformationen beiden Systemen zur Verfügung gestellt werden. Weiters liegt der Betrieb des sogenannten Thermostream Gerätes, das den Sensor punktuell mit temperaturkonditionierter Luft versorgen kann, sowie die Messung der tatsächlichen Temperatur am Sensor beim Kunden. Im Bedarfsfall könnte die Temperaturinformation auch dem Steuer/Regelsystems des Prüfstandes zugeführt werden (Zusatzinformation für die Messdatenaufzeichnung), auf den eigentlichen Betrieb hat die Temperatur am Sensor allerdings keinen Einfluss, da die Luftkonditionierung nur punktuell vorgenommen wird und somit den Betrieb am Prüfstand nicht beeinflusst. Das folgende Blockschema verdeutlicht den Aufbau.

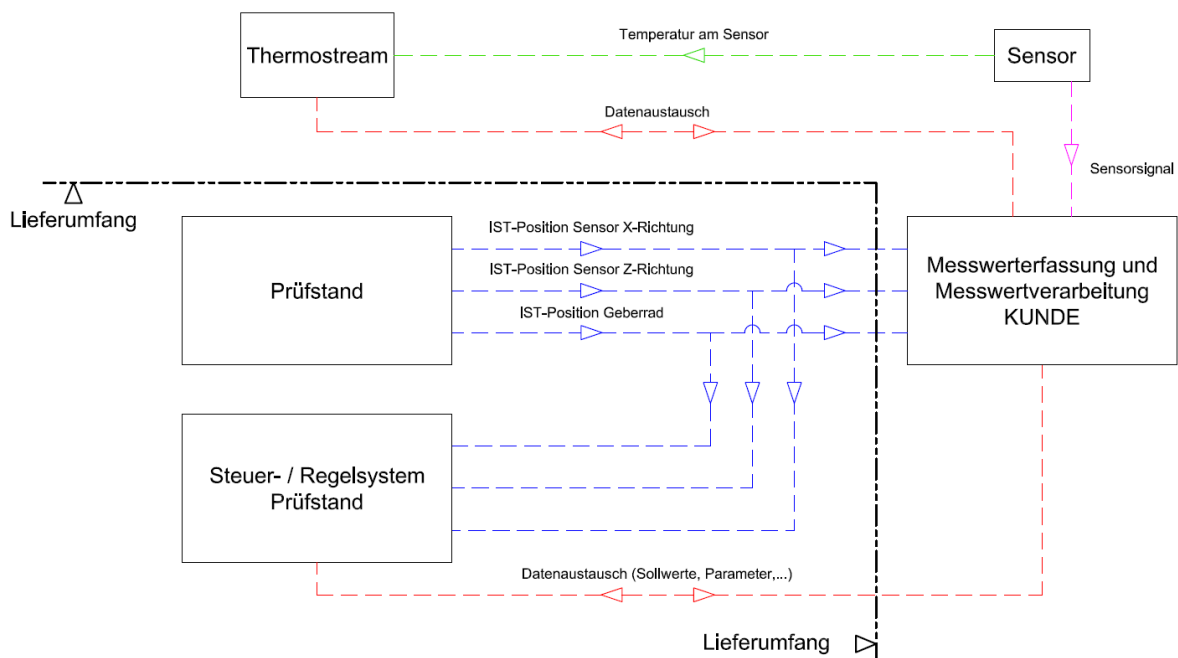


Abb. 96 Blockschema Steuerung - Regelung

## 6.2 Messwerterfassung

Als wichtigste Messinformationen gilt es die Position des Sensors in X- als auch in Z-Richtung, sowie die Position des Geberrades (Drehwinkel) zu erfassen.

### 6.2.1 Erfassung Linearpositionen

Die Erfassung der Position des Sensors in Bezug auf das umlaufende Geberrad ist eine der wesentlichsten Messanforderungen an den Prüfstand. Bei der Auswahl eines geeigneten Messsystems ist vor allem zu beachten, dass der Sensor punktuell mit temperaturkonditionierter Luft versorgt wird und somit auch die Temperaturen in unmittelbarer Nähe der Messposition beeinflusst. Weiters sollen statische Positionen mit einer Genauigkeit von  $\pm 10\mu\text{m}$  angefahren werden können, was ein entsprechend höher aufgelöstes Messprinzip notwendig macht. Prinzipiell wäre es am sinnvollsten, die Sensorposition direkt am Sensor selbst zu messen. Dies ist aber aufgrund der Temperaturen zwischen  $-40$  und  $+125^\circ\text{C}$  nicht möglich. Zur Messung können keine Beschleunigungssensoren verwendet werden, da die Messgenauigkeit dieser Sensoren von der Beschleunigung abhängig ist, je langsamer sich der Sensor bewegt, desto weniger genau ist das Messergebnis. Der Einsatz von Triangulationslasern ist ebenfalls nicht möglich, da diese sehr temperaturempfindlich sind und für genaue Messungen in unmittelbarer Nähe des Messobjektes positioniert werden müssen (je näher am Messobjekt, je genauere Messung möglich) und zudem eine sehr hohe Temperaturabhängigkeit aufweisen, sodass die Sensoren in einer eigens temperaturkonditionierten Kammer untergebracht werden müssten, um die geforderte Genauigkeit zu erbringen. Schattenbildmessungen zwischen Sensor und Geberrad sind aufgrund der sich mit jedem Geberrad verändernden Geometrie nur bedingt möglich. Weiters kann noch nicht abgeschätzt werden, welche Geometrien zukünftige Geberräder aufweisen werden (möglichst hohe Flexibilität soll erreicht werden). Des Weiteren geben Schattenbilder nur exakte Auskunft über Bewegungen entlang von Achsen, ein Verkippen oder Verdrehen des Messobjektes würde nicht bzw. nicht in vollem Umfang erkannt werden.

Aufgrund dieser Gegebenheiten wird zur Erfassung der Linearposition in X- und Z-Richtung ein offenes, berührungslos arbeitendes Längenmesssystem ausgewählt, hierbei handelt es sich um einen sogenannten Linearencoder. Dieses Wegmesssystem arbeitet nach dem Prinzip der photoelektrischen Abtastung (schattenoptische Signalerzeugung). Hierzu werden zwei Strichgitter mit regelmäßiger Struktur (angebracht auf einem Maßstab der sich auf dem beweglichen Verschiebestange befindet, und der fix montierten Abtastplatte im Messkopf) zueinander bewegt. Die Grundplatte des Abtastgitters ist lichtdurchlässig, mit Hilfe einer Lichtquelle (LED) werden durch die Abtastplatte entsprechend dem aufgetragenen Strichgitter Hell/Dunkel Felder auf dem Maßstab abgebildet, auf dem sich das Gegengitter befindet. Bei einer Relativbewegung

der Gitter zueinander verändern sich die Licht/Schattenverhältnisse, die mit Hilfe eines Detektors (speziell angeordnete Fotoelemente) in zwei annähernd sinusförmige, elektrisch um  $90^\circ$  phasenverschobene Signale umgewandelt werden. Bei diesen beiden Signalen spricht man von den sogenannten beiden Messspuren (A und B Spur). Zusätzlich verfügen die eingesetzten Linearencoder zur Bestimmung der Absolutposition über eine Referenzmarke in der Mitte des Messbereiches. Die Messinformation in Bezug auf die Referenzmarke wird mittels einer eigenen dritten Spur (Z-Spur) ausgegeben. Um nach dem Aktivieren des Messsystems eine Information über die Absolutposition zu erhalten muss diese Referenzmarke im Zuge einer Referenzfahrt einmal überfahren werden. Sobald die Referenzmarke einmal überfahren wurde kann immer Rückschluss auf die Absolutposition gezogen werden (Zählen und Summieren der Inkremente). Bei dem eingesetzten System handelt es sich um ein System mit einer Teilungsperiode von  $20\mu\text{m}$  (Teilung Sin-Cos-Signalperiode), somit lässt sich eine Auflösung kleiner  $1\mu\text{m}$  realisieren. Das System hat eine nutzbare Messlänge von 70mm.

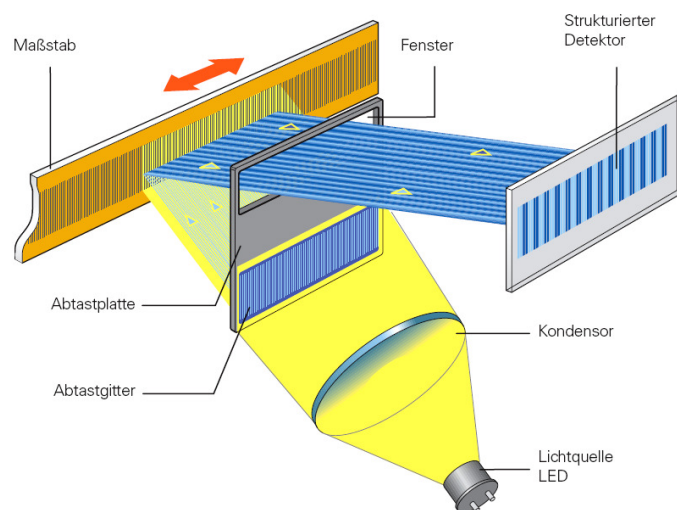


Abb. 97 Prinzip der photoelektrischen Abtastung<sup>102</sup>

Wie in Kapitel 4.2.3 beschrieben verfügen die beiden Hydraulikzylinder über absolute Wegmesssysteme, da diese Systeme für die geforderten Positioniergenauigkeiten aber bei weitem nicht ausreichend genau messen (Messgenauigkeit 0,1% vom Nennmesswert (40mm) also  $40\mu\text{m}$ ), war ursprünglich nicht geplant, die Messsignale zu verarbeiten, im Zuge der Inbetriebnahme wurden die Messsignale aber in die Steuerung eingebunden, siehe hierzu Kapitel 8.4.

Als zusätzliche Schutzeinrichtung werden an den beiden Zylindern in der hinteren Endlage initiale Sensoren verbaut, die ein Erreichen der hinteren Endposition der beiden Zylinder melden. Beim Hochfahren des Systems liegt über die inkrementalen Wegmesssysteme an den Vershubstangen noch keine Information über die Absolutposition vor. Aus diesem Grund wird eine Referenzfahrt durchgeführt. Hierzu werden die beiden Hydraulikzylinder in die hinterste Position bewegt, eine Bewegung

<sup>102</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: Offene Längenmessgeräte, 208 960-15 20 5/2007 H, Fa. Dr. Johannes Heidenhain GmbH, Mai 2007

nach vorne ist aufgrund von Kollisionsgefahr mit dem Geberrad nicht möglich. Bei der Referenzfahrt wird der Sensor in X- u. Z-Richtung vom Geberrad wegbewegt, bis die Initiatoren ansprechen. Wenn die Initiatoren erreicht wurden, werden die Zylinder nach vorne bewegt, um die Referenzmarken zu überfahren um somit eine absolute Weginformation zu erhalten. Sobald die Referenzmarke überfahren wurde liegt für den weiteren Betrieb Information über die Absolutposition vor.

## 6.2.2 Erfassung Drehwinkel

Wie in Kapitel 5.1 beschrieben handelt es sich bei dem Antriebsmotor des Geberrades um einen permanentenregten Drehstrom-Synchron-Servomotor der mittels eines Stromrichters betrieben wird. Zum Betrieb eines solchen Servomotors über einen Stromrichter muss immer die Absolutposition (=Absolutwinkel) des Rotors zur Vorgabe des entsprechenden Ansteuerstroms bekannt sein. Daher ist direkt im Antriebsmotor ein Absolutwinkelgeber verbaut. Bei dem verbauten Winkelgeber handelt es sich um einen Singleturn-Absolutwinkelgeber mit integrierter Lagerung und 2048 Strich pro Umdrehung. Zusätzlich zum Absolutsignal liefert der Drehgeber ein inkrementales Sin-Cos-Signal. Vom Funktionsprinzip her arbeitet der Absolutwinkelgeber – analog dem Linearwegmesssystem - nach dem Prinzip der photoelektrischen Abtastung. Bei Singleturn- Drehgebern ist jeder Position die Absolutinformation zugewiesen, um diese Information zu erhalten, müssen mehrere optische Spuren abgetastet werden, allerdings erhält das ausgegebene Signal immer die Absolutinformation, somit muss im Zuge der Signalauswertung keine Schrittzählung realisiert werden. Weiters können Absolutwinkelgeber als Multiturn-Drehgeber ausgeführt sein, hier wird die Anzahl der Umdrehungen, als auch die Anzahl der Schritte pro Umdrehung erfasst. Seitens des Kunden gibt es die Forderung, einen zusätzlichen Drehwinkelgeber mit min. 5000 Strich pro Umdrehung für den Schwingbetrieb zu verbauen. Aus diesem Grund wird im Antriebsstrang ein zusätzlicher Inkrementaldrehwinkelgeber vorgesehen. Auch dieser Inkrementalwinkelgeber arbeitet nach dem Prinzip der photoelektrischen Abtastung. Der Inkrementalwinkelgeber ist nicht für Messungen bei Drehzahlen bis 8000rpm geeignet, da er bei so hohen Drehzahlen kein gültiges Signal mehr liefert (bei höherer Drehzahl steigt die Frequenz des Sin-Cos-Signals, während der Signalpegel sinkt, somit kann kein störsicheres Signal mehr garantiert werden). Der Inkrementalwinkelgeber ist drehzahlfest bis zu einer Drehzahl von 16000rpm ausgeführt, eine störsichere Messung ist allerdings nur bis zu einer Betriebsdrehzahl von 2160rpm (-3dB) möglich. Der Drehwinkelgeber besitzt eine Referenzmarke am Umfang, die Ausgabe der Signale erfolgt analog den linearen Messsystem über drei Spuren, den beiden Messspuren A und B sowie einer Referenzspur Z.

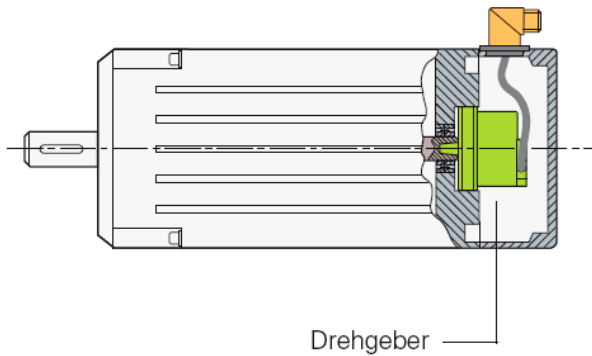


Abb. 98 Montageposition interner Drehgeber<sup>103</sup>

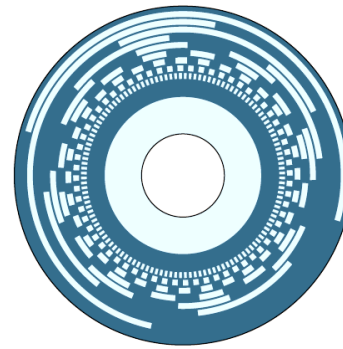


Abb. 99 Absolutencoderscheibe mit mehreren Abtastspuren<sup>104</sup>

### 6.2.3 Vervielfältigung Messsignale

Um die Messsignale auch dem Kunden für die Weiterverarbeitung in seinem System zur Verfügung stellen zu können, werden die Sin-Cos-Signale der Längenmessung in X- und Z-Richtung sowie das Signal des inkrementalen Drehgebers über Vervielfacher-Karten dupliziert. Mit diesen Karten werden die Messsignale direkt, ohne Veränderung oder Verzögerung an die beiden Steuerungen (Prüfstandssystem und kundenseitiges System) weitergeleitet. Diese Karten sind speziell für inkrementale 3-spurige Signale konzipiert. Neben dem direkten Weiterleiten der Messsignale dienen diese Karten weiters als Schutzeinrichtung zwischen dem Prüfstands- u. dem kundenseitigen System. Bei Drehzahlen über 2160 rpm liefert der inkrementale Drehgeber kein gültiges Messsignal mehr, in solchen Betriebspunkten wird dem kundenseitigen System die Drehzahlinformation des motorinternen Gebers über die Datenschnittstelle zwischen den beiden Systemen übergeben.

## 6.3 Regelkonzept

Um den Anforderungen des Prüfstandes zu genügen ist ein Regelsystem notwendig. Die wesentlichsten Aufgaben des Regelsystems sind die Realisierung der Drehzahlregelung des Geberrades im Rampenbetrieb über den Antriebsmotor mit Hilfe des motorinternen Drehgebers, sowie die Lageregelung des Geberrades im Schwingbetrieb über den inkrementalen Drehgeber. Zur Positionierung des Sensors über das Servohydrauliksystem ist sowohl in X- als auch in Z-Richtung eine Lageregelung erforderlich. Die Bewegung an den beiden Positionierachsen muss aufeinander abgestimmt erfolgen, weiters muss die Dreh- bzw. Schwingbewegung zu den linearen Bewegungen synchronisiert ablaufen. Um diese Forderungen innerhalb einer stabilen Regelung erfüllen zu können, ist ein echtzeitfähiges Regelsystem notwendig.

<sup>103</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: Messgeräte für elektrische Antriebe, 208 922-19 30 11/2008 H, Fa. Dr. Johannes Heidenhain GmbH, November 2008

<sup>104</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: Position Encoders for Servo Drives, Fa. Dr. Johannes Heidenhain GmbH, Dezember 2001

Echtzeitfähig bedeutet, dass das Ergebnis des Regelsystems zu jedem Betriebszeitpunkt (unabhängig von der ankommenden Datenmenge und Anzahl der Datensätze) innerhalb eines definierten Zeitraumes vorliegen muss. Eine Überschreitung der vorgegebenen Verarbeitungszeit ist nicht zulässig. Prinzipiell ist jede Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) ein echtzeitfähiges Regelsystem, hinsichtlich erzielbarer Zykluszeiten (Zeiteinheit in der ein den Prozesseingängen entsprechendes Prozessabbild ausgegeben wird) gibt es aber sehr große Unterschiede. Im vorliegenden Fall wird ein auf Linux basierendes System verwendet, dass bis zu einer max. Regelfrequenz von 10kHz betrieben werden kann. Die Entscheidung zu Gunsten dieses Systems wurde auch stark dadurch beeinflusst, dass das Regelsystem seinen Ursprung in der Antriebstechnik hat und es aus diesem Grund einen direkt angebundenen Stromrichter zum Betrieb eines Servomotors gibt, bei dem die Verbindung zwischen Regelsystem und Servomotor bereits besteht. Weiters ist im Regelsystem bereits die in diesem Fall benötigte Lageregelung eingebunden. Darüber hinaus ist dieses System im Vergleich zu anderen in der Industrie überwiegend eingesetzten SPS-Systemen viel leistungsfähiger. Das bedeutet, dass sich mit Hilfe dieses Regelsystems sehr hohe Regelfrequenzen realisieren lassen. Um die im Prozess erfassten Messgrößen im Regelsystem verarbeiten zu können, müssen die Messsignale direkt dem Regelsystem übergeben werden, diese Anbindung erfolgt über einen Datenbus. Die Ausgangssignale der Steuerung werden ebenfalls über diesen Datenbus an den Prozess weitergegeben. Je nach Eingangs- bzw. Ausgangsgröße erfolgt die Anbindung an den Datenbus über Schnittstellenkarten. Das Regelsystem übernimmt die eigentliche Regelfunktion, bietet aber keine (ausreichende) Prozessvisualisierung, Bedienmöglichkeit sowie Möglichkeit zur Datenspeicherung. Aus diesem Grund wird ein zusätzliches System benötigt, mit dessen Hilfe der Echtzeitregler bedient wird (Vorgabe der Betriebsparameter, Vorgabe der Sollwerte,...), die Messdaten archiviert werden und der Prozess für den Prüfstandsbetreiber visualisiert wird (Ausgabe von Meldungen, Warnungen und Alarmen,...). Zu diesem Zweck wird an das Regelsystem ein Rechner mit einer in unserem Betrieb entwickelten Prüfstandssoftware (C-basierende Software, die unter dem Betriebssystem Windows läuft) mittels eines Datenbuses (Profi-Bus DP) angebunden. Von diesem Rechner aus erfolgt die komplette Bedienung der Anlage. Da diese Software unter dem Betriebssystem Windows läuft ist eine direkte Regelung über dieses System nicht möglich, da die Leistungsfähigkeit zu gering ist, sowie die Möglichkeit der Echtzeit-Datenverarbeitung nicht gegeben ist. Das kundenseitige System ist mit dem Bedienrechner über eine Datenübertragungsschnittstelle verbunden. Zusätzlich werden dem kundenseitigem System die Werte der inkrementalen Wegmessung der beiden hydraulischen Positionierachsen, sowie das inkrementale Drehgebersignal zur Weiterverarbeitung direkt über die beschriebenen Vervielfältigerkarten ausgegeben.

Somit ergibt sich das nachfolgend abgebildete Gesamtregelkonzept.

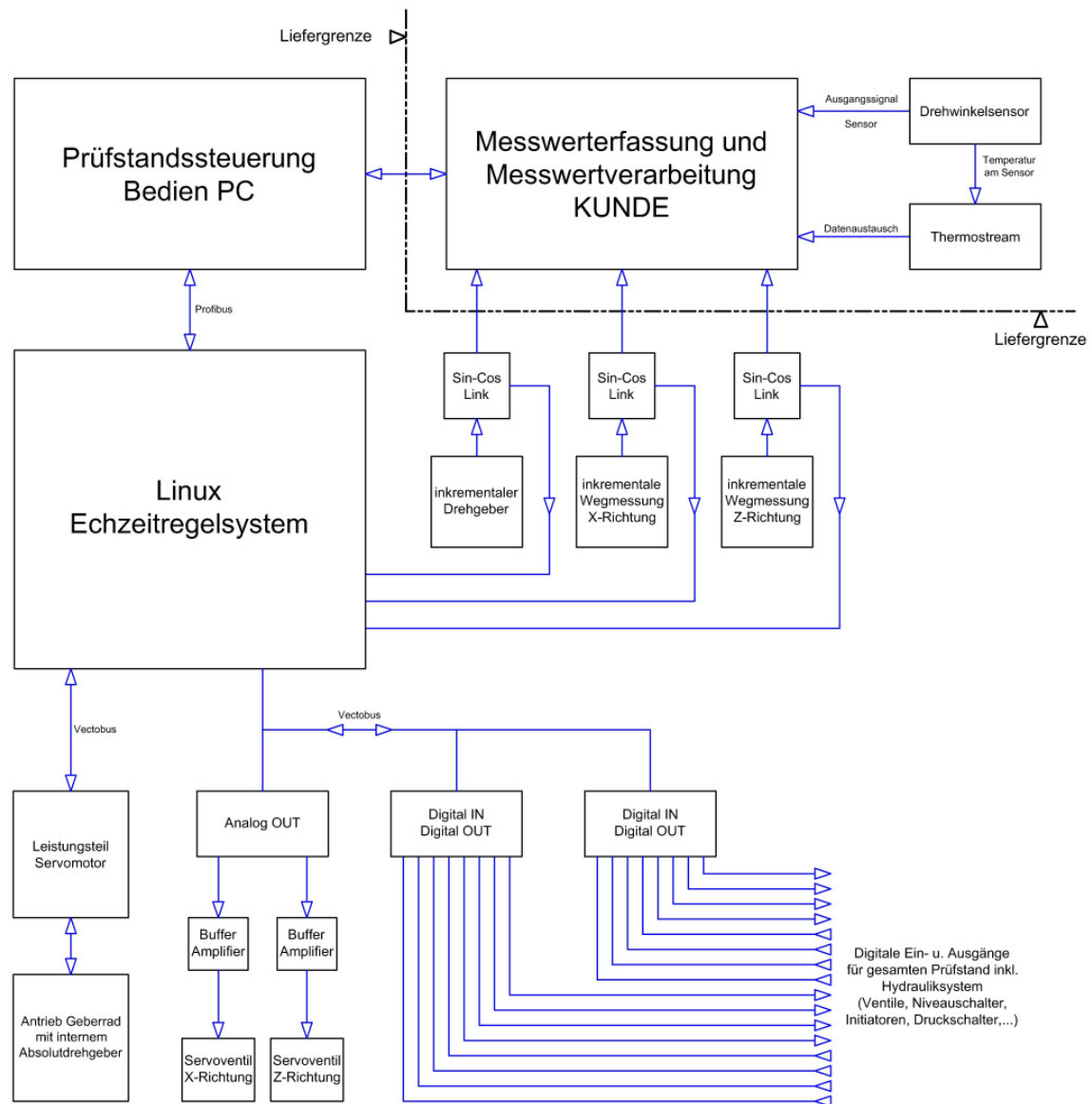


Abb. 100 Gesamtregelkonzept



## 7 Konstruktion

### 7.1 Gesamtanlagenschema

Als Grundlage für die Konstruktion dient ein Gesamtanlagenschema, dass alle Hydraulikkomponenten, Mess- und Regelungseinrichtungen, sowie ein Antriebsstrangschema enthält. Neben dem Anlagenschema müssen alle Punkte laut Spezifikation (Kapitel 1.3.4) berücksichtigt werden. Weiters ist zu beachten, dass der Prüfstand in einem Labor platziert wird, aus diesem Grund müssen die Schallemissionen auf einem möglichst niedrigen Niveau gehalten werden. Das Hydraulikaggregat soll aus diesem Grund über einen Schallschutzverbau verfügen, der über ein wassergekühltes Klimagerät temperiert wird. Diese Kühlung ist notwendig, da das Aggregat mit dem Antriebsmotor der Pumpe und allen anderen Komponenten immer Abwärme produziert. Weiters wird, bedingt durch die Behälteratmung des Hydraulikaggregates, immer ein geringer Ölanteil in der Luft im Nahbereich des Aggregates vorhanden sein. Dieser Ölanteil wird über Filtermatten des verwendeten Klimagerätes ausgefiltert. Da in dem Labor noch weitere Prüfbänke vorhanden sind, die nicht schwingungstechnisch beeinflusst werden dürfen, muss besonders darauf geachtet werden, dass keine Schwingungen in den Boden und somit in weiterer Folge auf andere Prüfeinrichtungen übertragen werden. Weiters müssen bei der Konstruktion die Normen EN-ISO12100-1 und EN-ISO12100-2 berücksichtigt werden, diese Normen beschreiben in erster Linie die Sicherheit von Maschinen und beinhalten allgemeine Gestaltungsleitsätze.

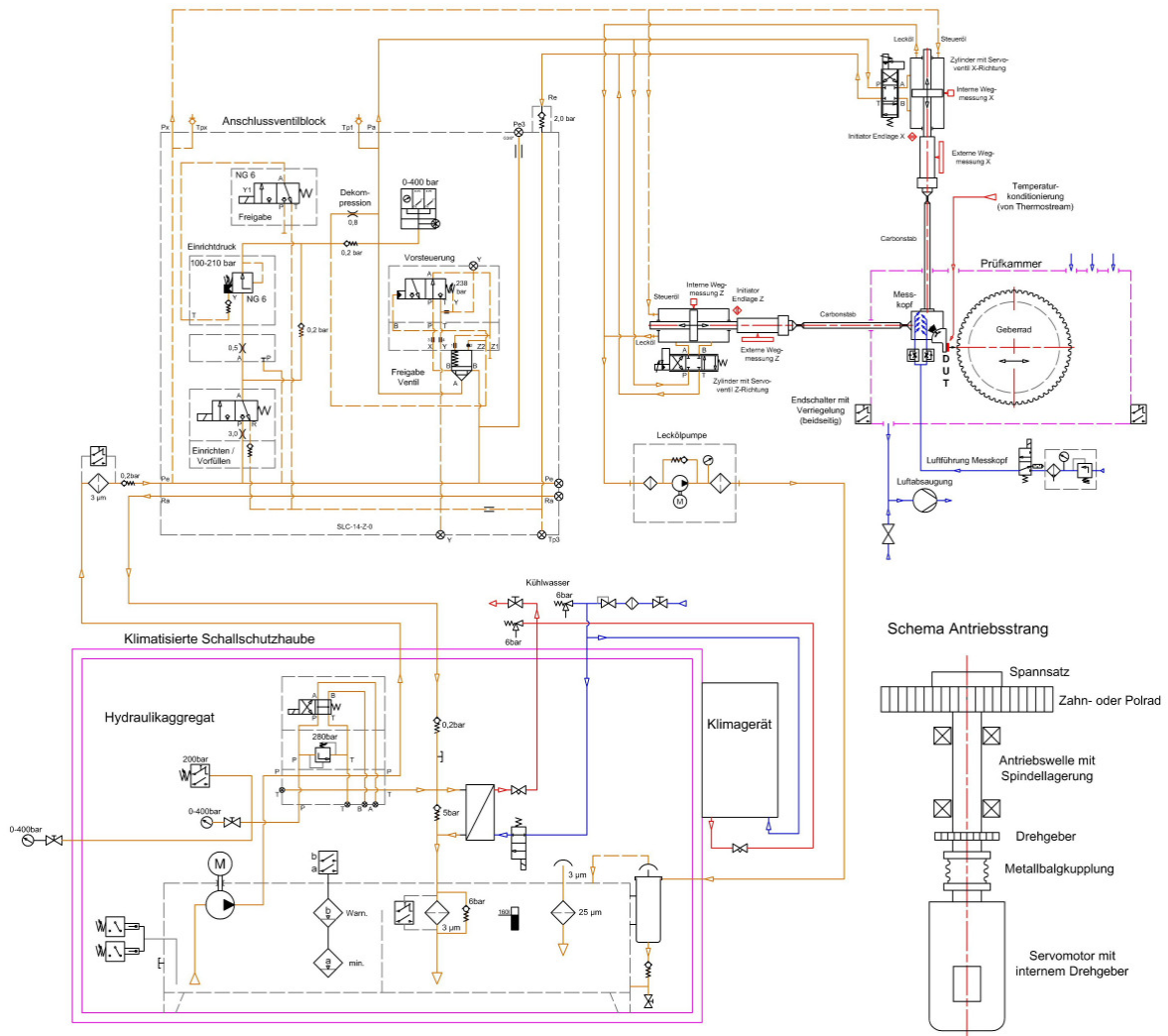


Abb. 101 Gesamtanlagenschema

## 7.2 Anordnung der Prüfstandsmodule

Vom Kunden gibt es eine konkrete Vorstellung über die Positionierung der Anlagenmodule, diese ist in der folgenden Abbildung zu sehen. Weiters gilt es zu beachten, dass das betreffende Labor einen aufgeständerten Boden hat, der nur über eine max. Tragkraft von 1000kg/m<sup>2</sup> verfügt.

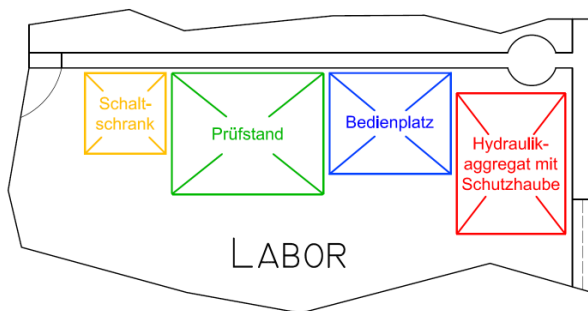


Abb. 102 Anordnung der Prüfstandsmodule im Prüflabor

### 7.3 Prüftisch

Als Grundrahmen dient ein geschweißtes Gestell aus Formrohren. An der Oberseite des Rahmens befindet sich die Prüftischplatte, die aus Messing gefertigt wird. Der Werkstoff Messing wurde gewählt, da Messing eine hohe Dichte und ein gutes Dämpfungsvermögen aufweist. Die Tischplatte ist vom Grundrahmen über Maschinenfüße (Elastomerdämpfungsteil) schwingungstechnisch entkoppelt. Im Zwischenraum unter der Tischplatte werden der Anschlussventilblock der Servohydraulikzylinder, der Hochdruckvorlaufilter sowie das Lagerölabsaugpumpenaggregat in einer eigenen Ölwanne montiert. Die Prüfung selbst findet in einer Thermo-Schutzkammer statt, da der Sensor punktuell mit konditionierter Heiß- bzw. Kaltluft versorgt wird. Des Weiteren dient die Kammer als Schutzeinrichtung vor dem rotierenden Geberrad, sowie den sich bewegenden Komponenten der Sensorpositioniereinrichtung. Zum Absaugen der Kammerluft wird - ebenfalls unter der Tischplatte - ein Absaugebläse montiert. Aufgrund des hohen Gewichtes kann der Prüfstand nicht direkt auf dem aufgeständerten Boden aufgestellt werden, deshalb wird im Zwischenboden eine Aussparung vorgenommen, die Höhendifferenz vom Zwischenboden auf das Betonfundament wird mit einem geschweißten Formrohrgestell - dem Prüftischunterbau – überbrückt. Der Prüfstandsunterbau ist direkt am Betonfundament verankert. Zwischen dem Grundrahmen und dem Unterbau sind ebenfalls Maschinenfüße verbaut, um möglichst keine Vibrationen in den Boden und somit auf andere Prüfeinrichtungen zu übertragen. In der Tischplatte sind Durchbrüche für alle Leitungen (elektrisch, hydraulisch und pneumatisch), sowie eine Aussparung für die verschiebbare Antriebsstrangeinheit vorgesehen.

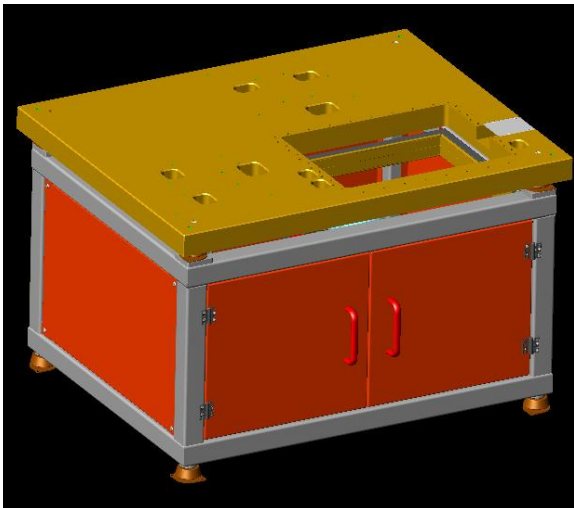


Abb. 103 Grundrahmen mit Verkleidung

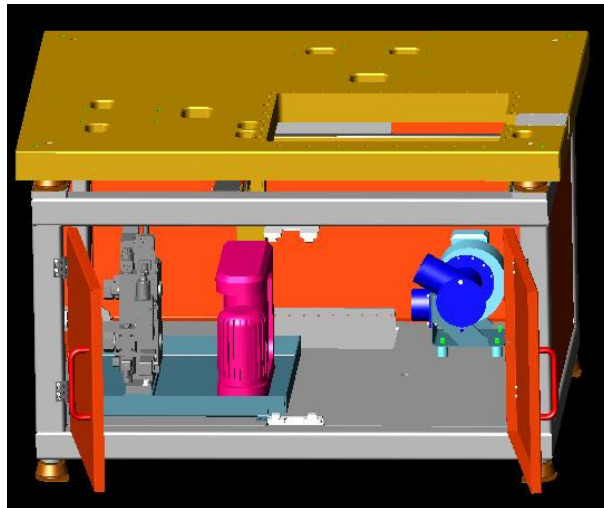


Abb. 104 Komponenten unter Tischplatte

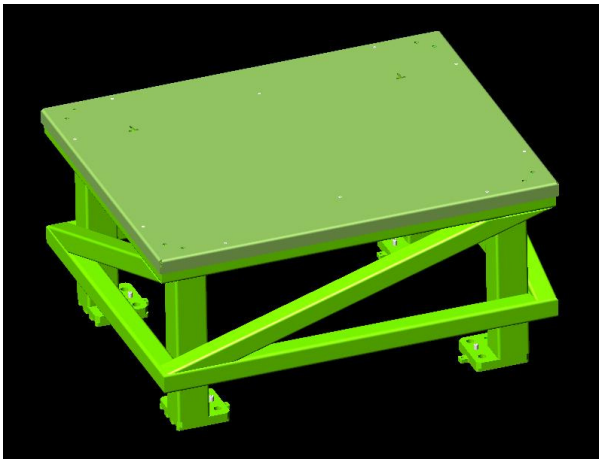


Abb. 105 Prüftischunterbau

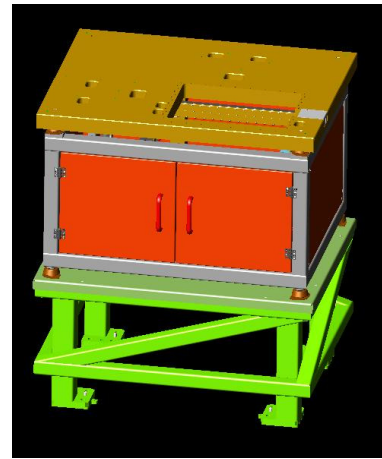


Abb. 106 Grundrahmen auf Prüftischunterbau

## 7.4 Antriebseinheit auf Gleitplatte

Der Antriebstrang (mit vertikaler Achse) ist auf einer verstellbaren Platte montiert. Die verstellbare Platte wird über eine Grundplatte auf der Tischplatte montiert. Die Verstellung dieser Platte ist notwendig, da die Sensoren mit Hilfe unterschiedlicher Geberräder (verschiedene Varianten aus Raddicke und Außendurchmesser) geprüft werden sollen. Die Verstellung der Platte erfolgt über eine Handkurbel, die seitlich an der Tischplatte des Prüfstandes verbaut ist. Vor der Prüfung muss die Platte mittels drei Exzenterspannelementen an der Vorderseite des Prüfstandes fixiert und mit den dazugehörigen Klemmschrauben (jeweils zwei Stück, direkt bei den Exzenterspannelementen) gegen lösen gesichert werden. Der Antriebstrang besteht im Wesentlichen aus dem Servomotor mit einem internem Drehgeber, einer Metallbalgkupplung, dem inkrementalen Drehgeber und der Antriebswelle die über zwei lebensdauerfettgeschmierte Spindellager gelagert ist. Bei den Lagern handelt es sich um über eine Druckfeder vorgespannte Spindellager in O-Anordnung. Die Lager sind in dieser Größe bis zu einer Drehzahl von max. 18700rpm geeignet. Die Lager haben statische und dynamische Tragzahlen im kN Bereich. Im vorliegenden Fall ist die einzige axiale Last die Last durch das Eigengewicht der Welle und des Geberrades. Da das Geberrad nur gedreht wird und nicht wie etwa bei einer Riemenscheibe oder einem Zahnrad eine Kraft übertragen wird, ist die radiale Last im Betrieb nahezu Null. Axialkräfte infolge von Unwucht- bzw. Unrundheit können vernachlässigt werden. Nach Rücksprache mit dem Lagerhersteller, der eine überschlagsmäßige Berechnung der Lager durchgeführt hat, kann auf eine genauere Berechnung in diesem speziellen Anwendungsfall verzichtet werden. Die Spindellager wurden gewählt, um am Geberrad die laut Spezifikation geforderte Rundlaufgenauigkeit zu erreichen. Spindellager verfügen über eine sehr hohe Führungsgenauigkeit und eignen sich zudem für sehr hohe Drehzahlen. Diese Lager werden überwiegend bei Werkzeugmaschinen, wo ebenfalls hohe Anforderungen an die Rundlaufgenauigkeit gestellt werden, eingesetzt.

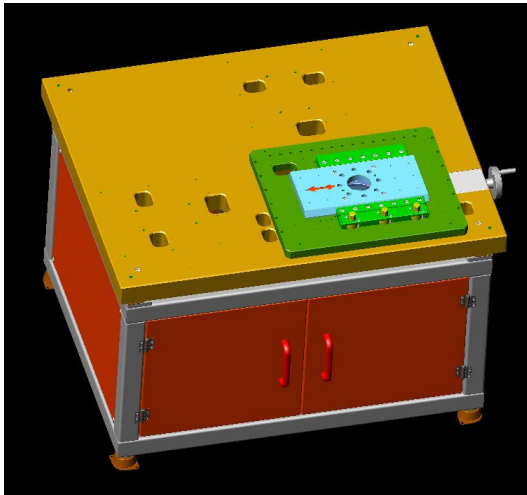


Abb. 107 Prüftisch mit Verschiebeinheit

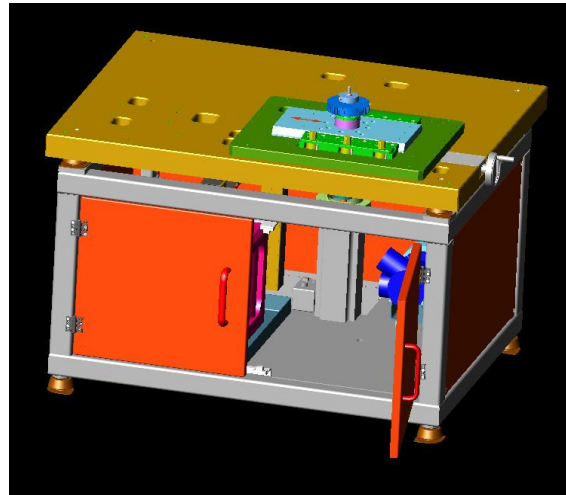


Abb. 108 Prüftisch mit Verschiebe- u. Antriebseinheit

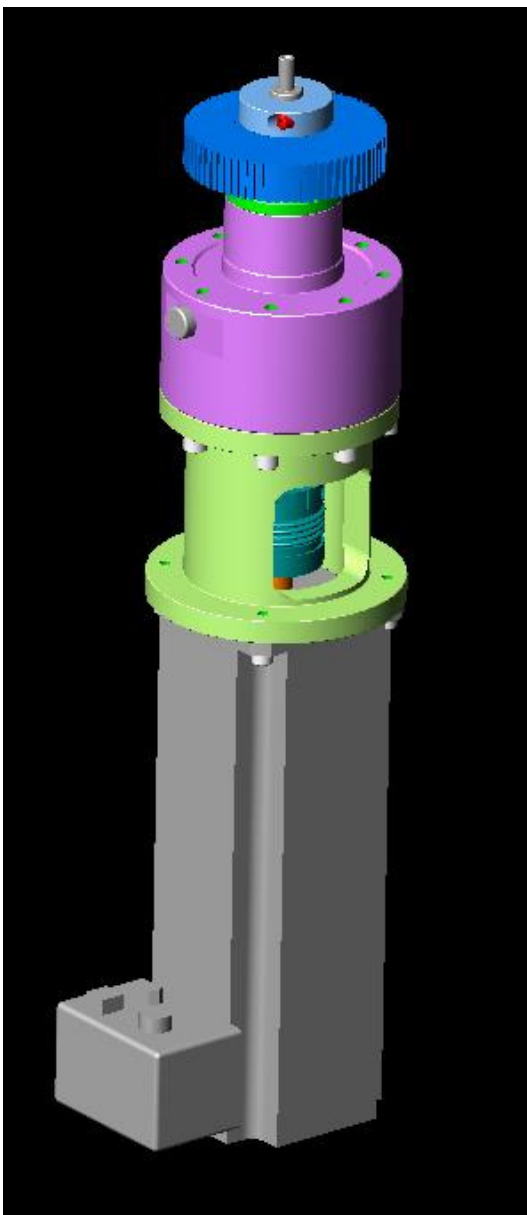


Abb. 109 Antriebsstrang

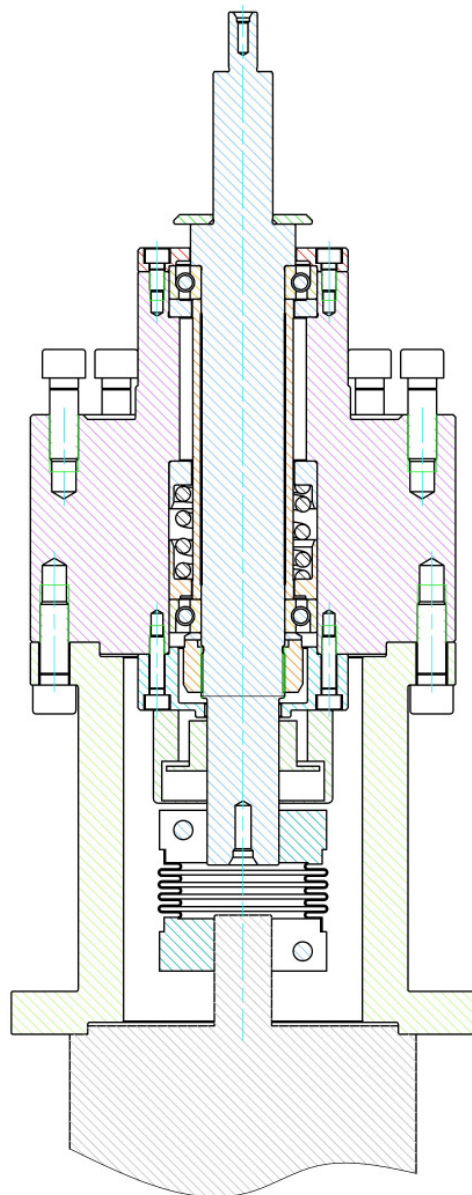


Abb. 110 Schnittzeichnung Wellenstrang



Der Wellenstrang wurde auf seine Eigenfrequenzen hin untersucht, dafür wurde der Wellenstrang in nachfolgend abgebildetes Modell gegliedert.

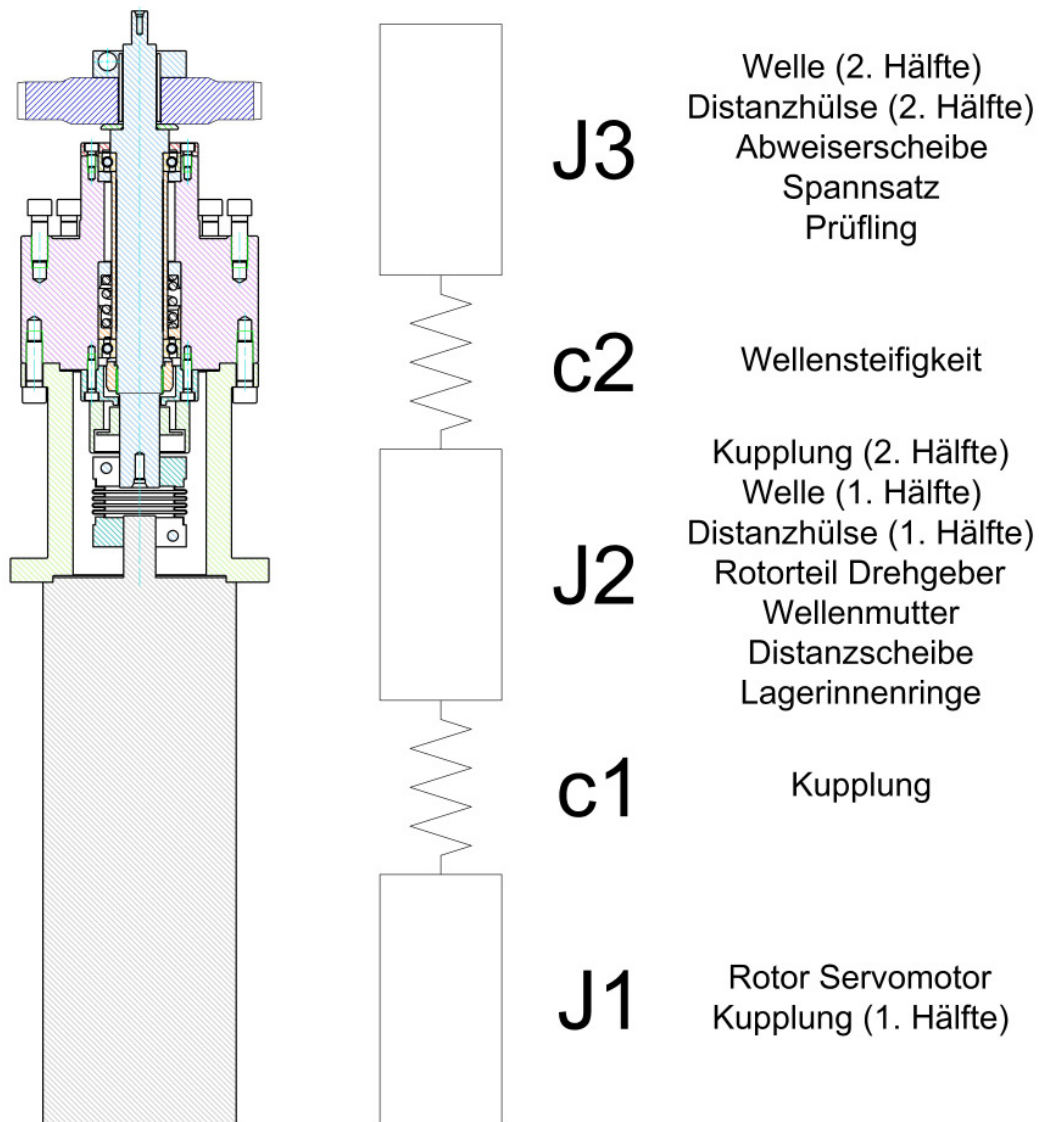


Abb. 111 Modell Wellenstrang Resonanzuntersuchung

Bei dem Modell handelt es sich um einen Drei-Massenschwinger, da beide Steifigkeiten ( $c_1$  und  $c_2$ ) und alle drei Massenträgheitsmomente ( $J_1$ ,  $J_2$  und  $J_3$ ) unterschiedlich sind, ist ein manuelles Ermitteln der Eigenfrequenzen über die Massen- und Steifigkeitsmatrix sehr schwierig, aus diesem Grund wurde die Berechnung mit Hilfe einer Simulationssoftware (Math-Lab) durchgeführt. In der nachfolgenden Abbildung ist die Gesamtübertragungsfunktion des Drei-Massenschwingers dargestellt (Übertragung von Motormoment zu Geberradwinkel). Prüfling 1 entspricht dem Prüfling mit dem kleinstmöglichen Trägheitsmoment von  $0,0005 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , Prüfling zwei ist ein mittelgroßer Prüfling mit  $0,05 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  und Prüfling drei ist der Prüfling mit der größtmöglichen Massenträgheit von  $0,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  laut Spezifikation. Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass die Resonanzfrequenzen weit oberhalb der max. Schwingungsanregungsfrequenz des Servomotors (siehe Kapitel 5.3) liegen, somit gibt es am Wellenstrang hinsichtlich Resonanzerscheinungen keine Probleme.

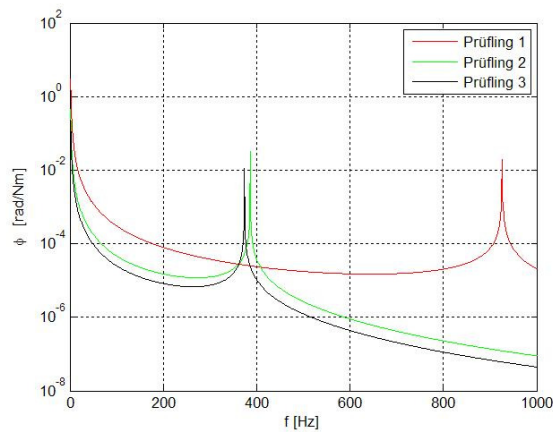


Abb. 112 Gesamtübertragungsfunktion des Wellenstrangs

Am oberen Ende der Antriebeswelle wird der Prüfling mit Hilfe von hydraulischen oder mechanischen Spannsätzen montiert. Prinzipiell sind hydraulische Spannsätze in ihrer Handhabung weitaus bedienungsfreundlicher, da sie nur eine Spannschraube haben und die Gefahr des Verkantens sehr gering ist, allerdings sind hydraulische Spannsätze nur aus magnetischem Stahl erhältlich. Zwar werden auch hydraulische Spannsätze aus rostfreiem Material angeboten, doch bei diesen Materialien handelt es sich nicht um austenitische Stähle (=rostfreier, unmagnetischer Edelstahl), somit sind die angebotenen rostfreien Spannsätze stark magnetisch und können nicht zum Aufspannen von Polrädern (Geberräder mit aufgebracht Magnetisierung) verwendet werden. Zum Aufspannen der Polräder werden mechanische Spannbuchsen aus (unmagnetischem) Messing verwendet.

Die hydraulischen Spannbuchsen sind mit Hydraulikflüssigkeit gefüllt, über eine Spannschraube wird die Flüssigkeit komprimiert, somit erhöht sich der Druck im Inneren des Spannsatzes. Durch den höheren Druck wird der Spannsatz gegen die Welle und gegen die Nabe gedrückt, so wird eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Welle und Nabe hergestellt. Bei den mechanischen Spannbuchsen handelt es sich um mäanderförmig aufgebaute Spannbuchsen, die durch das Anziehen der Spannschrauben ihren Außendurchmesser vergrößern sowie ihren Innendurchmesser verkleinern, was ebenfalls eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Welle und Nabe bewirkt.

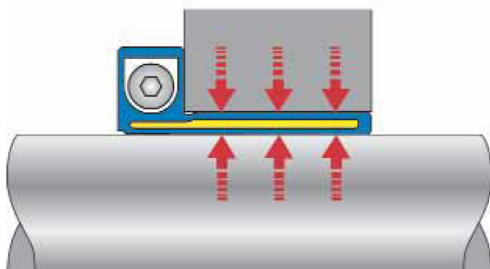


Abb. 113 Aufbau hydraulischer Spannsatz<sup>105</sup>

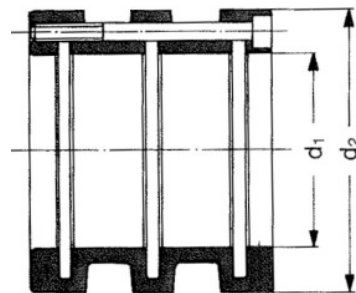


Abb. 114 Aufbau mechanische Spannbuchse<sup>106</sup>

<sup>105</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: ETP Welle-Nabe-Verbindungen, Fa. Genoma Normteile GmbH

<sup>106</sup> Vgl.: Technisches Datenblatt: Spieth Führungsbuchsen, SN 02.00 d 0403/0000/0402, Fa. Blaschke & Vahl Vertriebs-GesmbH

## 7.5 Servohydraulikkomponenten

Die beiden Servohydraulikzylinder zur Positionierung des Sensors sind über Aluminiumkonsolen auf der Prüftischplatte montiert. Beide Positioniereinheiten (X- und Z- Richtung) sind identisch aufgebaut. Direkt auf den Zylindern sind die Servoventile montiert. Die Verbindungen zum Einschaltventilblock unter der Tischplatte werden mit Hochdruckschläuchen hergestellt. Um die tatsächliche Position der beiden Achsen mit der notwendigen Messgenauigkeit zu erfassen ist ein berührungsloses, optisches Wegmesssystem verbaut. Der Messwertaufnehmerkopf sitzt auf einem justierbaren Montageblock auf der Aluminiumkonsole. Da das optische Wegmesssystem sehr temperaturempfindlich ist, und sich die Kolben der Servohydraulikzylinder im Betrieb erheblich erwärmen, ist der Glasmessstab auf einem temperaturentkoppelten Teil montiert. Hierzu ist an der Kolbenstange eine Verlängerung montiert, auf der ein Temperaturkompensationsteil (=Isolierteil) montiert ist. Auf diesen Isolierteil wird eine Aluminiumhülse geklemmt, auf der der Glasmessstab befestigt wird (Klebeverbindung). Weiters verfügt die Kolbenstangenverlängerung über eine Klemmstelle, über die die Verbindung zu den Vershubstangen hergestellt wird. Im Bereich der Schwingungsprüfung sind Schraubverbindungen grundsätzlich gegen lösen zu sichern, aus diesem Grund werden an den Schrauben der Klemmstellen Keilsicherungs-scheibenpaare verwendet. Hierbei handelt es sich um Losdrehsicherungen nach DIN 25201.

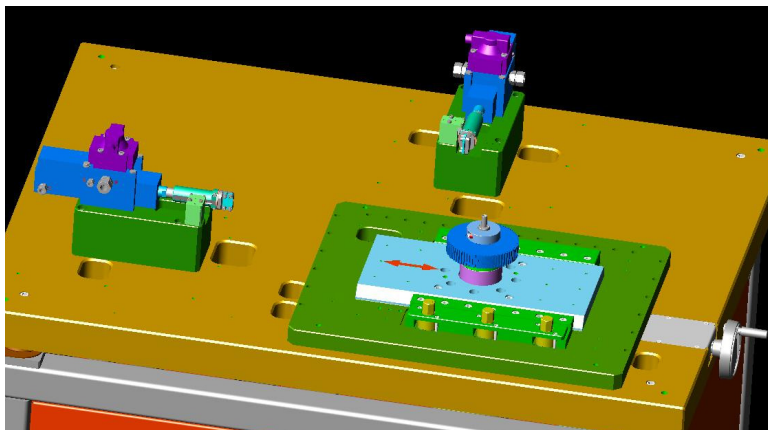


Abb. 115 Servohydraulikzylinder mit Ventilen

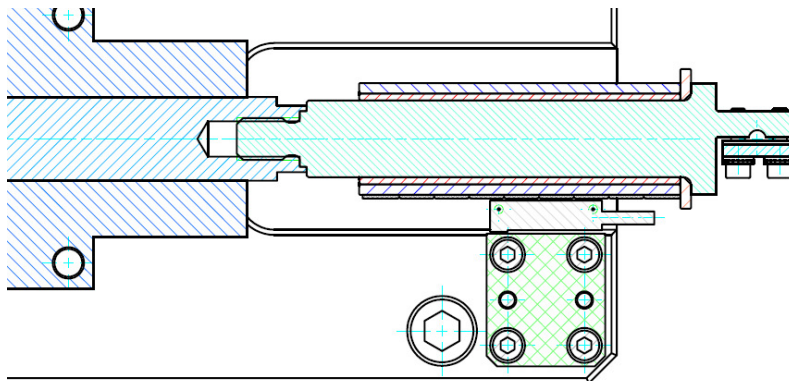


Abb. 116 Schnittzeichnung Temperaturkompensation Glasmessstab



## 7.6 Geführter Aufnahmekopf mit Schubstangen

Der Prüfling wird auf einem Aufnahmekopf aus Aluminium montiert, dieser Kopf ist zur Simulation von Montagefehlstellungen zusätzlich mit einer Winkelverstellung inklusive Skalenteilung ausgestattet. Zur Befestigung der einzelnen Sensoren sind am Aufnahmekopf vier Befestigungsgewindebohrungen vorgesehen. Im Bereich des Sensorkopfes sind ebenfalls alle Schraubverbindungen durch Keilsicherungs-scheibenpaare gesichert. Die Verbindung zwischen dem Aufnahmekopf und den beiden Kolbenstangenverlängerungen der Hydraulikzylinder wird über Schubstangen aus Karbon hergestellt. Mit dem Werkstoff Karbon ist es möglich, komplizierte Geometrien bei einem sehr kleinen Gewicht, einer hohen Festigkeit und einer hohen Temperaturbeständigkeit als ein Teil zu fertigen. Um die tatsächliche Position des Sensors genau bestimmen zu können haben die beiden Schubstangen definierte Biegestellen. Um die Bahn des Sensors besser berechnen zu können hat die Karbonschubstange in Z-Richtung zwei Biegestellen, eine direkt am Aufnahmekopf sowie eine weitere an der Verbindung zur Kolbenstangenverlängerung des Hydraulikzylinders, während die Schubstange in X-Richtung nur an der Verbindung zur Kolbenstangenverlängerung eine Biegestelle hat und mit dem Aufnahmekopf fix verbunden ist. Beide Schubstangen, bestehend aus den Befestigungsgeometrien, den Biegeelementen sowie den eigentlichen Vershubstangen und sind jeweils als ein Teil gefertigt. In senkrechter Richtung ist der Sensoraufnahmekopf über eine aerostatische Lagerung geführt. Für diese berührungsfreie Lagerung ist der Aufnahmekopf zwischen zwei Platten mit speziellen Luftzuführtaschen aus Sintermaterial geführt. Die Druckluftversorgung dieser Lagerung erfolgt über eine Wartungs-gerätekombination sowie ein 3/2 Wegeventil.

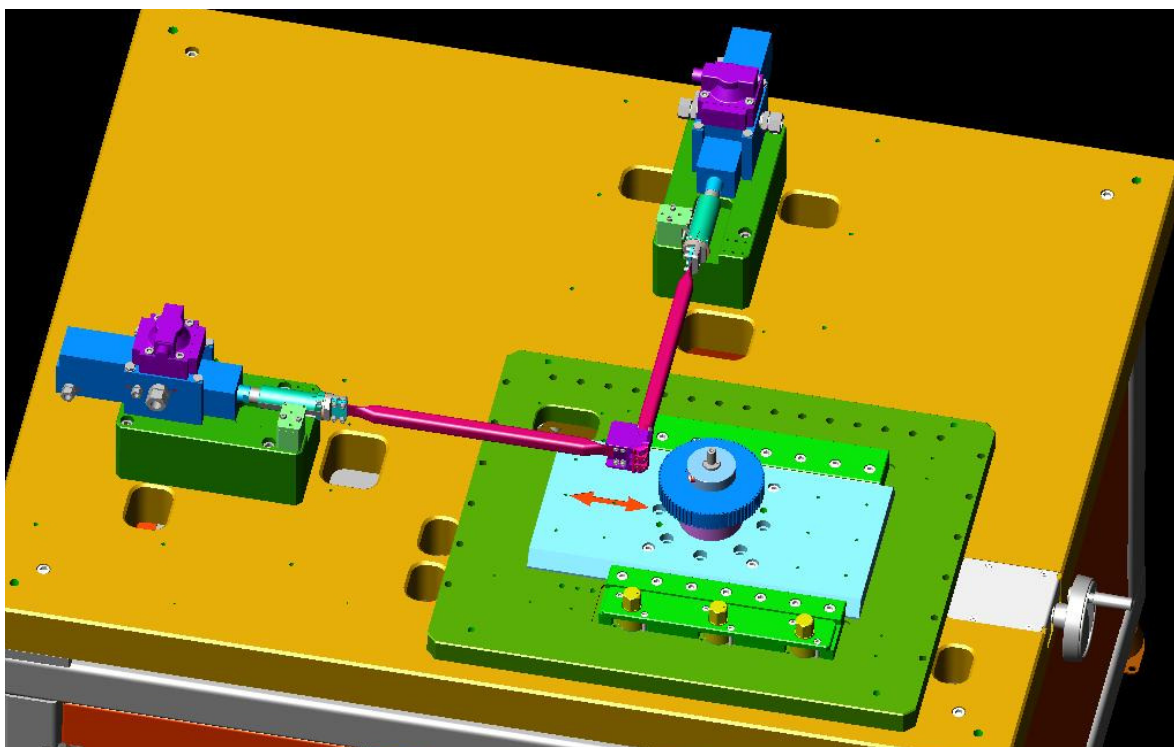


Abb. 117 Sensoraufnahmekopf mit Karbonschubstangen

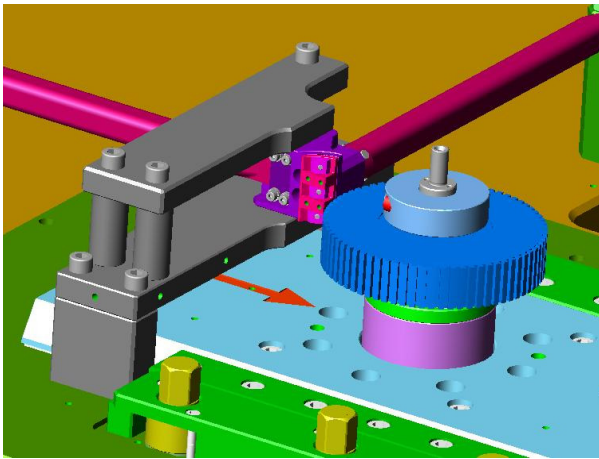


Abb. 118 Aerostatische Höhenführung

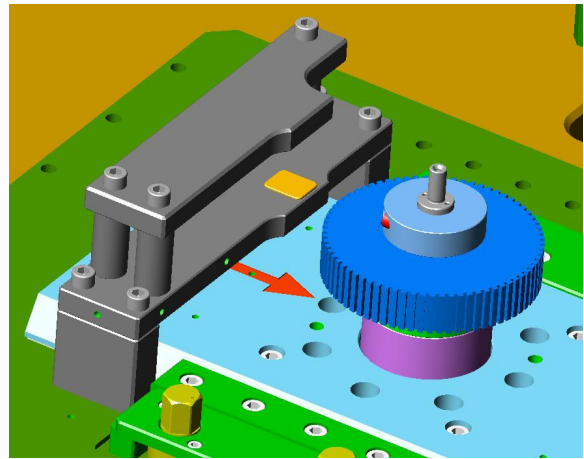


Abb. 119 Aerostatische Führungstaschen

## 7.7 Prüfkammer und Hydraulikabdeckungen

Da der Sensor punktuell mit konditionierter Heiß- bzw. Kaltluft versorgt werden kann, findet die Prüfung in einer Kammer statt. Neben dem Schutz vor heißen- bzw. kalten Oberflächen dient die Kammer als Schutz vor dem rotierenden Geberrad sowie den sich bewegenden Komponenten der Sensorpositioniereinheiten. Dem Sensor wird über eine Luftzuführöffnung an der Hinterseite der Prüfkammer mittels eines Thermostream Gerätes (Gerät zur Erzeugung von konditionierter Luft, wird durch den Kunden beigestellt) temperaturkonditionierte Luft zugeführt. Um einen zu großen Temperaturunterschied von der Kammer zur Umgebung zu vermeiden ist unter der Tischplatte ein Absauggebläse montiert. Über dieses Gebläse wird ständig mehr Luft abgesaugt als mittels des Thermostream Gerätes zugeführt wird. Aus diesem Grund sind an der Oberseite der Prüfkammer zusätzliche Luftansaugbohrungen vorgesehen. Weiters ist an der Oberseite der Kammer neben den Luftansaugbohrungen ein Sichtfenster montiert, da Prüfläufe aus Sicherheitsgründen nur bei geschlossener Kammer möglich sind. Die Zugänglichkeit in die Prüfkammer ist über eine Klappe an der Frontseite des Prüfstandes gegeben. Um die Kraft beim Öffnen der Klappe gering zu halten, sind an der Klappe beidseitig Gasdruckfedern verbaut. Um ein Öffnen der Klappe während des Prüfbetriebes zu verhindern, sind zwei Türengschalter mit elektronischer Zuhaltung verbaut, somit kann die Klappe während des Prüfbetriebes händisch nicht geöffnet werden. Ein regulärer Prüfbetrieb ist nur bei geschlossener Klappe möglich. Allerdings besteht die Möglichkeit die Klappe während des Einrichtbetriebes offen zu halten. In diesem Betriebsmodus arbeitet die Hydraulik mit vermindertem Druck und mit verminderter Geschwindigkeit. Im Einrichtbetrieb bei geöffneter Frontklappe ist ein Rotieren des Geberrades nicht möglich, auch die Umschaltung der Hydraulik auf den vollen Betriebsdruck ist nicht möglich. Um den Luftspalt zwischen Sensoroberfläche und der Geberradoberfläche vor Prüfläufen einzustellen (nur nach einem Wechsel des Sensors oder Geberrades bzw. Veränderung der Geberradposition notwendig), muss eine händische Einstellung des Luftspaltes vorgenommen werden, hierzu ist neben der Klappe ein Bedienpanel mit Vor- und Rücktaster zum manuellen Bewegen des Sensors in Z-Richtung vorgesehen. An den

Seitenwänden der Kammer sind Kabeldurchführungen für alle kundenseitig benötigten Mess-, Steuer- und Versorgungsleitungen vorgesehen. Zum Schutz vor den sich bewegenden Teilen des Sensorpositioniersystems sind außerhalb der Kammer über beiden Achsen Schutzabdeckungen aus Plexiglas montiert.

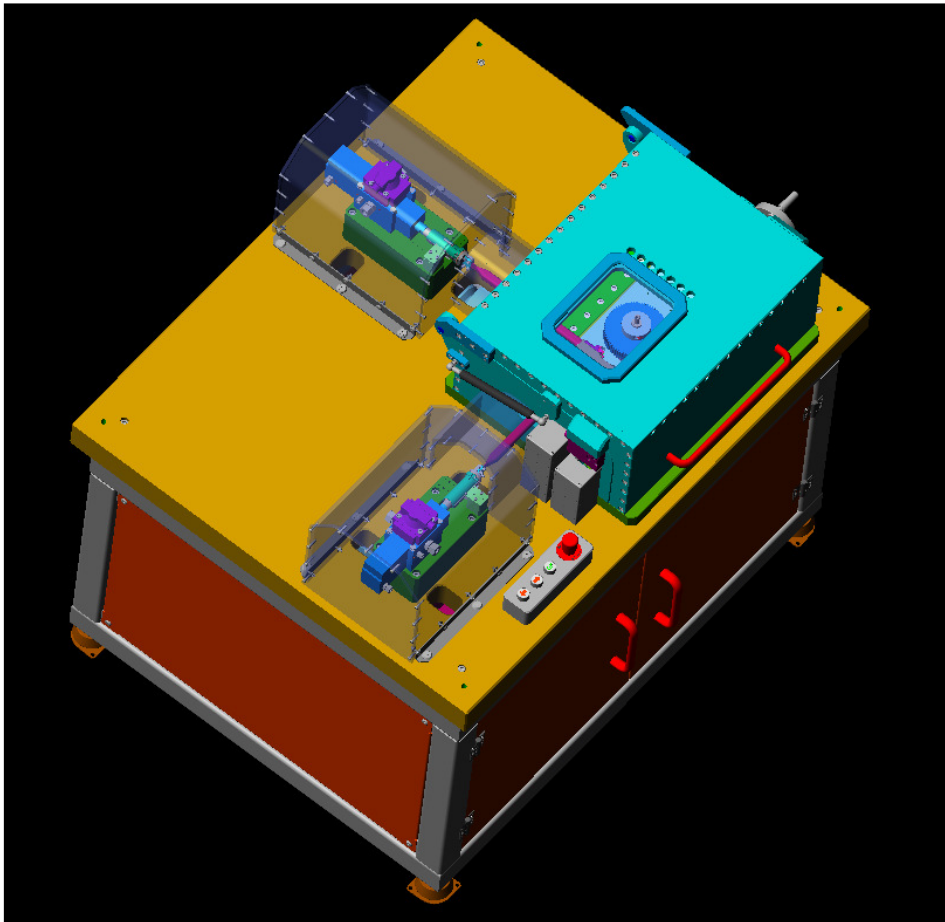


Abb. 120 Prüfstand mit geschlossener Schutzkammer

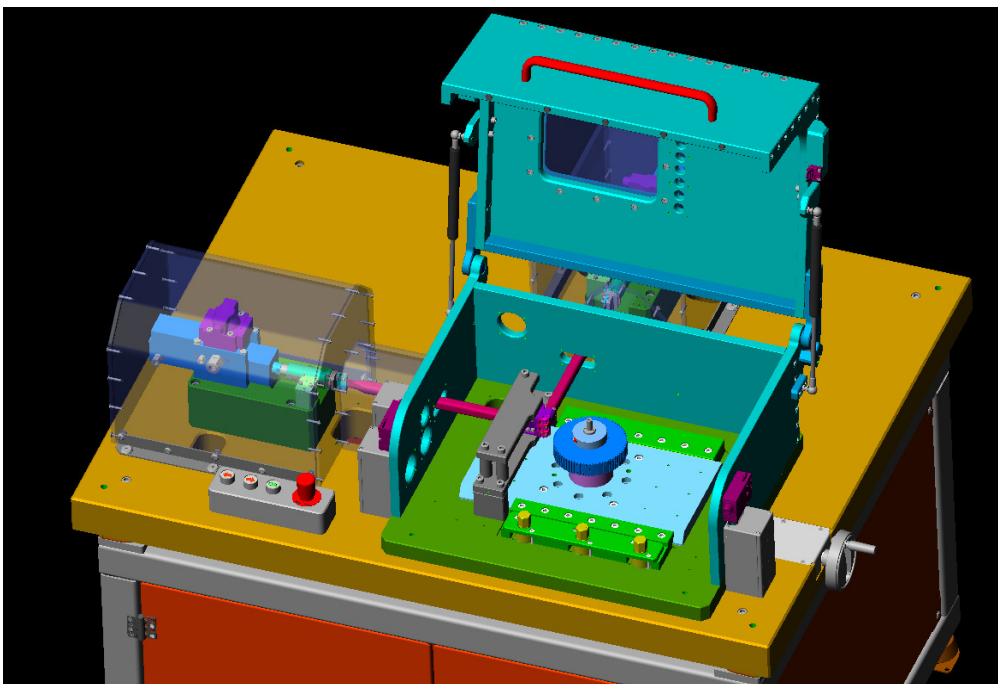


Abb. 121 Prüfstand mit geöffneter Schutzkammertür

## 7.8 Hydraulikaggregat mit klimatisierter Schallschutzhaube

Das Hydraulikaggregat wird -gleich wie der Prüftisch- auch auf einem eigenen Unterbau montiert. Beim Aggregatsunterbau handelt es sich ebenfalls um ein geschweißtes Formrohrgestell. Das Gewicht des Aggregates könnte von dem aufgeständerten Boden getragen werden, allerdings bestünde dann die Gefahr andere Prüfungen im Labor durch übertragene Schwingungen zu beeinflussen. Weiters sind zur Schwingungsdämpfung zwischen dem Aggregat und dem Unterbau Dämpfungsmatten vorgesehen. Die Verbindung zum Anschlussventilblock unter der Prüftischplatte wird ebenfalls mittels Hochdruckschläuchen hergestellt. Das Hydraulikaggregat ist unter einer Schallschutz- und Klimahaube verbaut. Um ein zu hohes Ansteigen der Temperatur in der Kammer zu verhindern (Abwärme der Komponenten des Hydraulikaggregates) ist an der Haube ein wassergekühltes Klimagerät montiert. Weiters wird die durch die Behälteratmung mit Öl konterminierte Luft im Klimagerät gefiltert (Filtermatten im Klimagerät) und nicht an die Umgebung abgegeben. Sowohl die Kühlung des Hydrauliköles als auch die Kühlung mittels des Klimagerätes erfolgt unter Verwendung von Kühlwasser, um eine zusätzliche Abgabe von Wärme in den Prüfraum zu vermeiden. Die Abdeckung des Aggregates ist zweigeteilt ausgeführt. Zwei Seitenwände sind fix montiert, die restlichen beiden Seitenteile sowie das Deckenelement bilden den beweglichen Teil. Für Arbeiten am Hydraulikaggregat kann der bewegliche Teil der Abdeckung nach dem Lösen der Spannelemente entfernt werden. An der Unterseite des beweglichen Teiles sind Gleitsstreifen montiert, so kann der bewegliche Teil einfach weggezogen werden. Wie angeführt, ist das Hydraulikaggregat auch auf einem Unterbau montiert. Um die Übertragung von Schall und Schwingungen des Aggregates auf die Schutzhaube und somit in weiterer Folge an das Labor zu verhindern ist die Schutzhaube direkt auf dem Zwischenboden montiert.

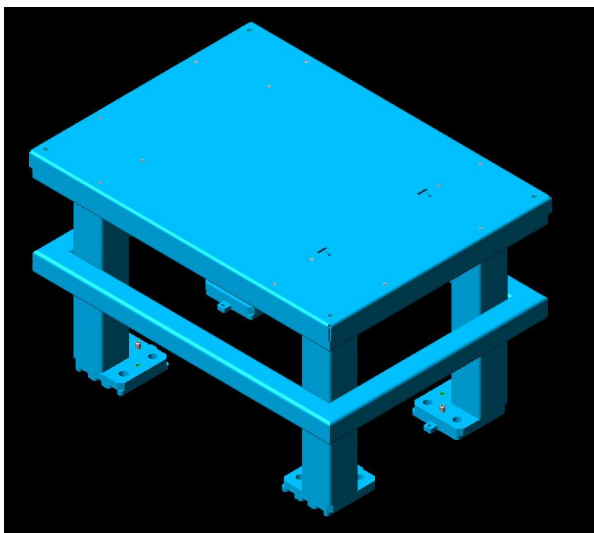


Abb. 122 Unterbau Hydraulikaggregat

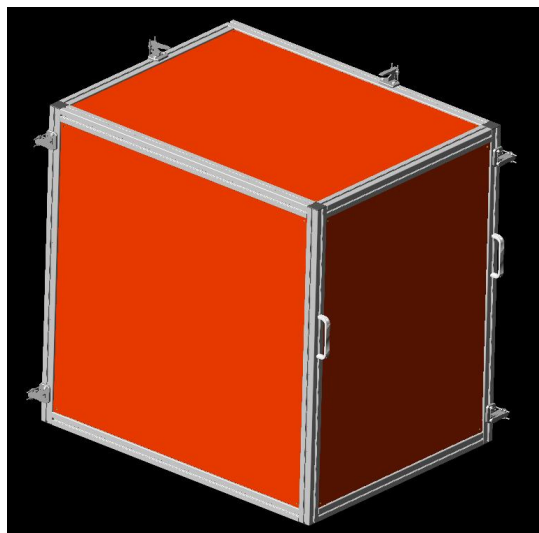
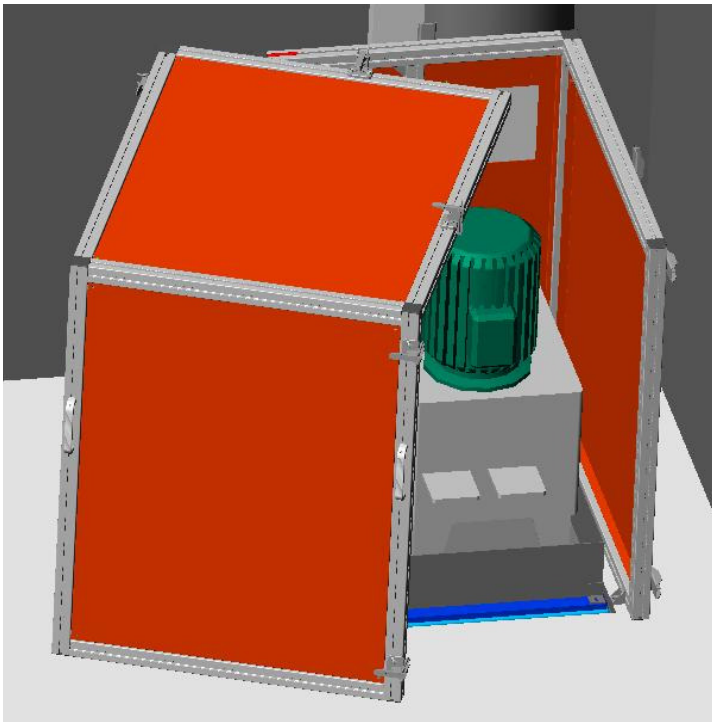


Abb. 123 Schall- u. Klimahaube



*Abb. 124 Hydraulikaggregat mit geöffneter Schall- u. Klimahaube*



## 8 Montage und Inbetriebnahme

Im Zuge der Montage und Inbetriebnahme der Anlage ist es zu keinen gravierenden Problemen gekommen, die grundsätzliche Änderungen am ursprünglich geplanten Aufbau der Anlage nach sich gezogen haben, allerdings mussten noch folglich beschriebene Änderungen, bzw. Modifikationen durchgeführt werden.

### 8.1 Verdrehung Karbonstäbe

Das optische Wegmesssystem bestehend aus dem Maßstab und dem Abtastkopf (=Messwertaufnehmer) (siehe Kapitel 6.2.1) ist unmittelbar vor dem Hydraulikzylinder positioniert. Da dieses Messsystem sehr temperaturempfindlich ist, ist die Maßverkörperung auf einem Temperaturkompensationsteil montiert. Um einen fehlerfreien Betrieb des Messsystems sicher zu stellen, muss der Aufnahmekopf präzise zum Maßstab ausgerichtet sein. Die Vershubstangen sind zwar über den Kolben des Hydraulikzylinders sowie über den Sensoraufnahmekopf linear geführt, gegen Verdrehung ist die Vershubstange aber nur über den Aufnahmekopf gesichert, die Kolbenstange des Zylinders lässt sich ohne Einschränkung verdrehen. Aus diesem Grund war kein Einstellen eines akzeptablen Spaltes zwischen Maßstab und Aufnahmekopf möglich. Aus diesem Grund musste an der Vershubstange eine zusätzliche Führung (Verdrehsicherung) verbaut werden. Als Führung dient ein Führungsschwert aus Edelstahl, das zwischen zwei justierbaren Messingflächen gleitet. Bei dieser Führung handelt es sich um eine berührende Führung, da aber keiner der beiden Werkstoffe ein Elastomerwerkstoff ist, kommt es auch zu keinem Stick-Slip Verhalten. Für die Überwindung der Reibung innerhalb der Führung wird eine Kraft benötigt, die bei der ursprünglichen Auslegung des Hydraulikzylinders nicht berücksichtigt wurde, diese Kraft ist aber so gering, dass dies auf den Antrieb keinen Einfluss hat.

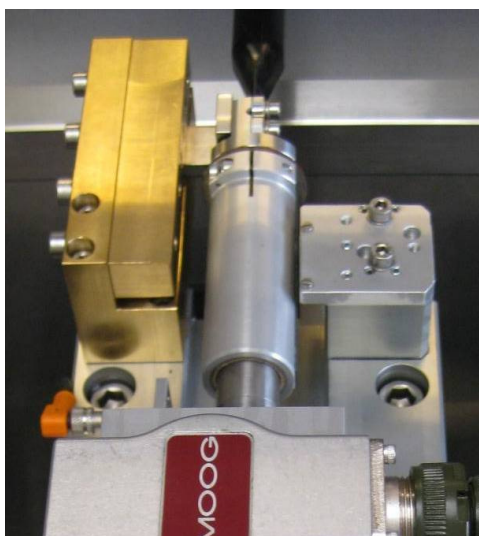


Abb. 125 Führung Vershubstange

## 8.2 Unzureichende Spülung des Systems

Wie in Kapitel 3.4.3.3 ausführlich beschrieben, muss jede Servohydraulikanlage vor der Inbetriebnahme gespült werden, um Primärverschmutzungen aus dem System zu beseitigen und das Frischöl in der Anlage von eventuell vorhandenen Verschmutzungen zu befreien. Hierzu müssen alle empfindlichen Komponenten des Systems gegen Spülplatten getauscht werden. Im vorliegenden Fall sind die beiden Servoventile die empfindlichsten Systemkomponenten, diese wurden gegen Spülplatten getauscht, danach wurde der Spülvorgang durchgeführt. Die empfohlene Spülzeit wurde eingehalten, während der Spülung wurden Schaltvorgänge vorgenommen, die helfen sollten Verunreinigung zu beseitigen. Nach beendetem Spülvorgang wurde die Inbetriebnahme der Anlage vorgenommen. Bereits nach wenigen Betriebsstunden wies eines der beiden Servoventile ein wesentlich schlechteres dynamisches Verhalten auf, was auf eine Verschmutzung im Ventil zurückzuführen war. Aus diesem Grund musste ein Ersatzventil beschafft werden. Um eine erneute Verschmutzung eines Ventils zu vermeiden wurde der Spülvorgang mit Hilfe eines Blasenspeichers stoßartig durchgeführt. Zu diesem Zweck wurde in der Ölvorlaufleitung zwischen Aggregat und Anschlussventilblock eine Spülgruppe verbaut. Hierbei handelt es sich um ein Rückschlagventil, einen Blasenspeicher und ein 2/2 Wege Magnetventil.

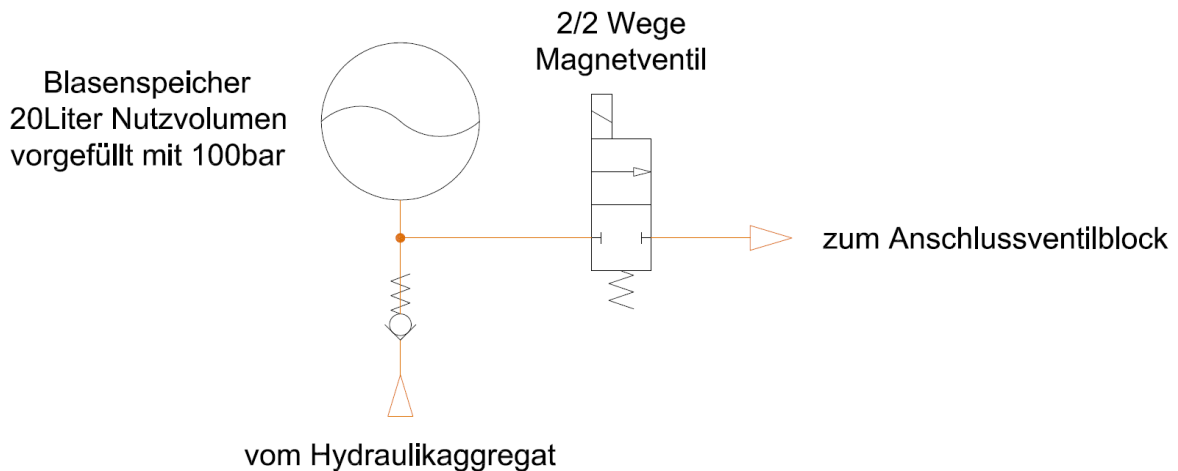


Abb. 126 Spülgruppe für stoßartiges Spülen

Der Speicher hat ein Nutzvolumen von 20Liter und ist mit einem Druck von 100bar vorgefüllt. Um Druckstöße zu erreichen, wurde das Magnetventil geschlossen, solange gewartet, bis das Hydraulikaggregat den Speicher vollständig gefüllt hatte und das Magnetventil dann geöffnet, somit wurde erreicht, dass innerhalb kürzester Zeit eine enorme Menge an Öl über das System transportiert wurde, somit konnte die geforderte Systemreinheit erzielt werden.

### 8.3 Statische Positionierungsgenauigkeit

Bei der Inbetriebnahme wurde festgestellt, dass die statische Positioniergenauigkeit am Sensor nicht erreicht werden konnte. In der Praxis ließen sich statische Positionen nur mit einer Abweichung von  $\pm 15\mu\text{m}$  erreichen,  $\pm 10\mu\text{m}$  ist die zu erfüllende Anforderung an den Prüfstand. Zwar sollte nach dem Erreichen einer vorgegebenen statischen Position der Steuerkolben des Servoventils in Nullstellung stehen, und aufgrund der Nullüberdeckung am Steuerschieber kein Fluss außer dem Nulldurchfluss bedingt durch die Fertigungstoleranzen zwischen Längsschieber und Schieberbuchse herrschen, allerdings gibt es bei einem aktivierten Servoventil in der Praxis immer eine geringe Regelbewegung, selbst dann, wenn das Regelsystem ohne Dither betrieben wird. Unter dem Begriff Dither versteht man in Zusammenhang mit Servoventilen ein ständig anliegendes hochfrequentes geringfügiges Pulsieren des Ansteuerstroms (rechteckförmiges Signal), das den Ventilschieber ständig, auch in statischer Position in eine leichte Schwingung versetzt, so erreicht man eine kleinere Ansprechschwelle, sowie eine geringere Umkehrspanne und Hysterese, da keine Haftreibung zwischen Schieber und Buchse auftreten kann. Um das Problem der zu ungenauen Positionierung in den Griff zu bekommen, wurde zwischen den Servoventilen und den Zylindern eine Zwischenplatte mit einer einstellbaren Drossel verbaut. Mittels dieser einstellbaren Drossel werden die beiden Leitungen A und B die zu den beiden Kammern des Zylinders führen miteinander verbunden, es wird also ein Bypass zwischen diesen beiden Leitungen hergestellt. Mittels der Drossel kann so ein Fluss zwischen den beiden Zylinderkammern eingestellt werden. Insgesamt wird das System dadurch weicher und verliert an Dynamik, die Ölverbrauchsmenge des Ventils steigt und das Ventil muss für die gleichen Bewegungen ein höheres Ansteuersignal vorgegeben bekommen. Aber bereits eine minimale Bypassölmenge zwischen den beiden Leitungen bewirkt eine außerordentliche Verbesserung der Positioniergenauigkeit (dämpfende Wirkung) während sich hinsichtlich Dynamik, Ölverbrauchsmenge sowie Ansteuersignal keine nennenswerten Verschlechterungen ergeben. Mit Hilfe der verbauten Bypassdrosseln kann die geforderte Positioniergenauigkeit erreicht werden.

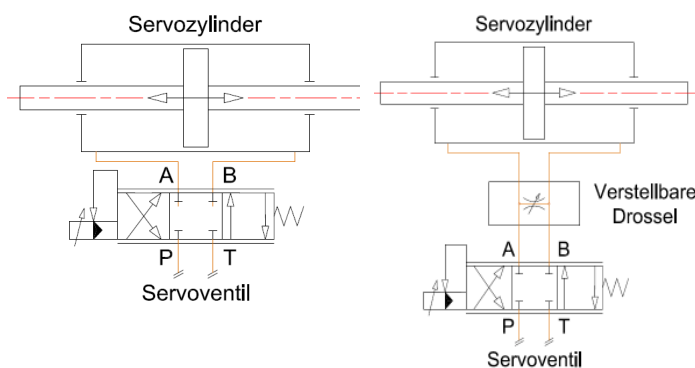


Abb. 127 System ohne Bypassdrossel

Abb. 128 System mit verbauter Bypassdrossel

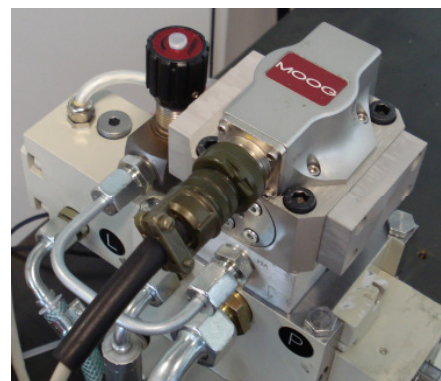


Abb. 129 Einstellbare Bypassdrossel zwischen Ventil und Zylinder



## 8.4 Zusätzliche Messung Absolutposition

Wie in Kapitel 6.2.1 beschrieben, war ursprünglich nur geplant die Position der beiden Kolben der Hydraulikzylinder mittels des inkrementalen, optischen Wegmesssystems (=Linearencoder) zu ermitteln. Zusätzlich wurden in der hintersten Kolbenposition Initiatoren vorgesehen. Im Normalbetrieb ist das Messen der Position über die optischen Messsysteme auch ausreichend, allerdings kann es bei Fehlfunktionen an den optischen Messsystemen sehr schnell zu Beschädigungen an den eingesetzten Komponenten kommen (Kollision mit dem Geberrad bzw. Ein- oder Ausfahren mit max.

Beschleunigung), da bei gänzlich fehlender bzw. fehlerhafter Messwerte an einem der optischen Systeme kein zusätzlicher Schutzmechanismus zur Erkennung der Momentanposition vorhanden ist. Aus diesem Grund wurde die Entscheidung getroffen, die Messsignale der absoluten Wegmesssysteme, die standardmäßig in den Zylindern verbaut sind, aus Sicherheitsgründen zu verwerten. Zur eigentlichen Regelung sind die Messwerte nicht zu gebrauchen, da die Messgenauigkeit zu gering ist. Als Sicherheitsfunktion wurde ein Grenzwert für die maximal zulässige Abweichung zwischen den Werten der beiden Systeme (inkrementales Messsystem zu absolutem Messsystem) definiert. Wird dieser Wert an einer der beiden Positionierachsen überschritten, schaltet sich der Positionierbetrieb des Sensors ab. Ein weiterer Betrieb ist erst möglich, wenn sichergestellt wurde, dass sich die Messwerte der beiden Systeme innerhalb der definierten Toleranz befinden.

Die beiden Absolutwegmesssysteme geben einen analogen Wert aus, der mittels eines Messverstärkers verstärkt wird. Da am Bussystem noch keine Möglichkeit zur Einbindung von analogen Signalen vorhanden war, musste das System mit einer analogen Eingangskarte erweitert werden. Somit ist das Regelkonzept wie folglich abgebildet erweitert worden.

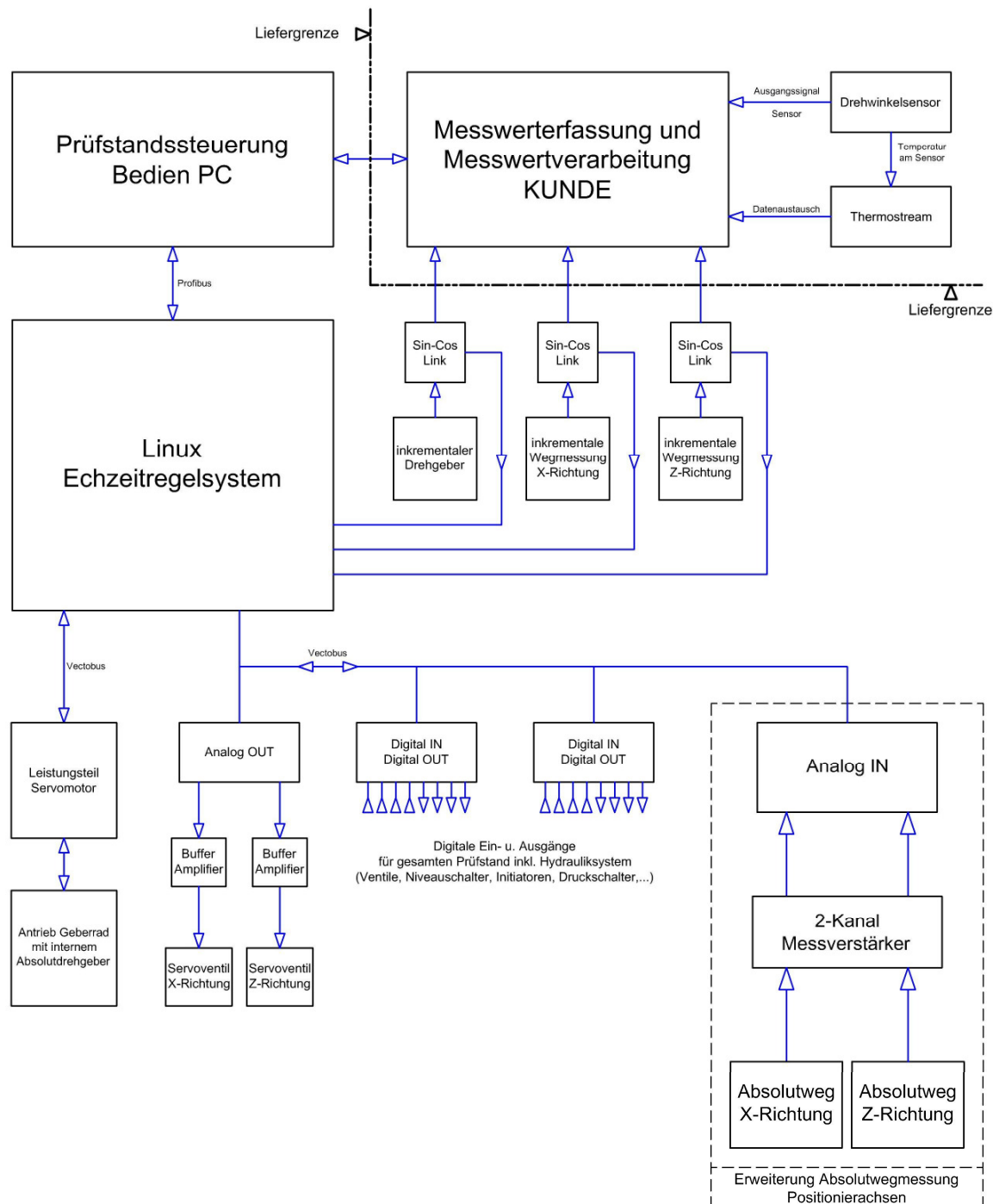


Abb. 130 Erweitertes Regelkonzept

# Variablenverzeichnis

$a$	Sinusfunktion bei allgemeiner Betrachtung [.]
$a_{a.M.}$	Arithmetischer Mittelwert Sinusfunktion bei allgemeiner Betrachtung [.]
$a_D$	Kolbenfläche Differentialzylinder ohne Kolbenstangenfläche [m <sup>2</sup> ]
$a_{Sin}$	Beschleunigung der Sinusschwingung [m/s <sup>2</sup> ]
$A_D$	Gesamtkolbenfläche Differentialzylinder [m <sup>2</sup> ]
$A_{Kr}$	Kreisringfläche [m <sup>2</sup> ]
$A_{r10}$	Wirkfläche Gleichgangzylinder mit 10mm Kolbenstangendurchmesser [mm <sup>2</sup> ]
$Ar_{GG}$	Wirkfläche Gleichgangzylinder [m <sup>2</sup> ]
$c$	Federkonstante System [N/m]
$d_{10}$	Kolbenstangendurchmesser Gleichgangzylinder [mm]
$d_{Blase}$	Luftblasendurchmesser [mm]
$d_{GR}$	Durchmesser Geberrad [mm]
$d_{Kr}$	Innendurchmesser Kreisring [m]
$d_s$	Höhe der Flüssigkeitsschicht [m]
$dv$	Geschwindigkeitsgefälle [m/s]
$d_w$	Durchmesser Verbindungswelle [m]
$d_{Zyl}$	Zylinderdurchmesser [m]
$D_{10}$	Kolbendurchmesser Gleichgangzylinder mit 10mm Kolbenstangendurchmesser [mm]
$D_G$	Außendurchmesser Geberrad [mm]
$D_{Kr}$	Außendurchmesser Kreisring [m]
$E_{Öl}$	Elastizitätsmodul Öl [bar] oder [N/m <sup>2</sup> ] (1[bar] = 10 <sup>5</sup> [N/m <sup>2</sup> ])
$f$	Frequenz [Hz]

$f_{Kor}$	Korrekturfrequenz im Kreisbahnbetrieb [Hz]
$f_{res}$	Resonanzfrequenz [Hz]
$f_{Schwing}$	Erzielbare Schwingfrequenz [Hz]
$F_{1D}$	Ausfahrkraft Differentialzylinder [N]
$F_{2D}$	Einfahrkraft Differentialzylinder [N]
$F_{Akt\_Int}$	Kraft Bewegung Zylinderarmatur [N]
$F_{Ext}$	Extern wirkende Kraft [N]
$F_{GG}$	Ein- und Ausfahrkraft Gleichgangzylinder [N]
$F_{GG\min}$	Minimale Zylinderkraft Gleichgangzylinder [N]
$F_{Last\_dyn}$	Kraft die zum Bewegen der Zusatzmasse bei gegebener Beschleunigung erforderlich ist [N]
$F_{Last\_Ext}$	Externe Lastkraft [N]
$F_{N\_AK}$	Normalkraft Aufnahmekopf [N]
$F_{Zyl\_Ges}$	Gesamtzylinderkraft [N]
$F_{Zyl\_Ges\_Si}$	Gesamtzylinderkraft inkl. Sicherheitsfaktor [N]
$g$	Erdbeschleunigung, $g=9,81$ [m/s <sup>2</sup> ]
$h_K$	Hypotenuse der Kreisbahnamplitude [mm]
$h_{kor}$	Hypotenuse der Korrekturgeometrie [mm]
$J_{Geberrad}$	Trägheitsmoment Geberrad [kg*m <sup>2</sup> ]
$J_{ges}$	Gesamtes Trägheitsmoment der rotierenden Teile [kg*m <sup>2</sup> ]
$J_{Motor}$	Trägheitsmoment Rotor Antriebsmaschine [kg*m <sup>2</sup> ]
$J_{Welle}$	Trägheitsmoment Verbindungswelle [kg*m <sup>2</sup> ]
$K$	Kompressionsmodul [bar]
$KOH \dots$	Menge des Kaliumhydroxids [mg]
$L_{Bogen}$	Bogenlänge Schwingung [mm]

$L_W$	Länge Verbindungswelle [m]
$m_{arm}$	Masse der Zylinderarmatur [kg]
$m_{bewegt}$	Gesamte bewegte Masse [kg]
$m_W$	Masse der Verbindungswelle [kg]
$m_{zus}$	Zusatzmasse des Aktuators [kg]
$m_{Zyl}$	Zylindermasse [kg]
$M_{Nenn}$	Motornennmoment [Nm]
$n_{Z-Abstrom}$	Anzahl Partikel nach dem Filter [.]
$n_{Z-Aufstrom}$	Anzahl Partikel vor dem Filter [.]
$NZ$	Neutralisationszahl [mg/g]
$\ddot{O}l_{Menge}$	Menge des Öls [g]
$p_0$	Tatsächlicher Versorgungsdruck [bar]
$p_{1D}$	Mediumsdruck an der Kolbenfläche $A_D$ [bar]
$p_{2D}$	Mediumsdruck an der Kolbenfläche $a_D$ [bar]
$p_L$	Lastdruck [bar]
$p_{nenn}$	Ventil Nennversorgungsdruck [bar]
$p_{Sys}$	Arbeitsdruck im Gleichgangzylinder [bar]
$p_{Zyl\_min}$	Minimaler Hydrauliköldruck im Gleichgangzylinder [bar]
$P_{abgeführt\_System}$	Über das System abgeführte Leistung [W]
$P_{Förder}$	Pumpenförderdruck [bar]
$P_n$	Pumpennutzleistung [W]
$P_{Nenn}$	Nennleistung Antriebsmotor [W]
$P_{Verlust}$	Verlustleistung [W]
$P_{zu}$	Zugeführte Antriebsleistung [W]
$P_{zugeführt\_Pumpe}$	Zugeführte Leistung der Pumpe [W]

$Q_{0,max}$	maximaler Ventilvolumenstrom bei $p_0$ [ltr/min]
$Q_e$	Effektiver Pumpenförderstrom [ltr/min]
$Q_{hyd\_Lag}$	Max. von der hydrostatischen Kolbenstangenlagerung benötigte Ölmenge [ltr/min]
$Q_L$	Pumpenleckstrom [ltr/min]
$Q_{max}$	Maximalölmenge im Sinusbetrieb [ltr/min]
$Q_{mittlere}$	Mittlere Ölmenge im Sinusbetrieb [ltr/min]
$Q_{mittlere\_ges}$	Mittlere Gesamtölmenge im Kreisbahnbetrieb [ltr/min]
$Q_{mittlere\_kor}$	Mittlere Ölmenge im Kreisbahnkorrekturbetrieb [ltr/min]
$Q_{nenn}$	Ventil-Nennvolumenstrom [ltr/min]
$Q_{Speicherentnahme}$	Speicherentnahmemenge [m <sup>3</sup> /s]
$Q_{th}$	Theoretischer Pumpenförderstrom [ltr/min]
$Q_{Versorgung}$	Max. von der Anlage konsumierte Gesamtölmenge [ltr/min]
$Q_{Vorstufe}$	Max. von der Ventilvorstufe benötigte Ölmenge [ltr/min]
$r_g$	Radius Geberrad [mm]
$Si$	Sicherheitsfaktor Gesamtzylinderkraft [.]
$Sw_{10}$	Spaltweite Gleichgangzylinder Kolbenstangendurchmesser 10mm [mm]
$t_B$	Beschleunigungszeit [s]
$T$	Periodendauer [1/s]
$TAN$	Total Acid Number [mg/g]
$T_{Blase}$	Theoretische relative Luftblasenaufstiegszeit [s/m]
$v_L$	Maximalgeschwindigkeit der Sinusschwingung [m/s]
$v_{mittlere}$	Mittlere Geschwindigkeit im Sinusbetrieb [m/s]
$v_{mittlere\_kor}$	Mittlere Geschwindigkeit im Kreisbahnkorrekturbetrieb [m/s]
$v_{Sinus}$	Geschwindigkeit der Sinusschwingung [m/s]

$V_0$	Volumen unter Druck [m³]
$V_1$	Ölvolumen auf Kolbenstangenseite ohne Zusatzlast [m³]
$V_2$	Ölvolumen auf Kolbenstangenseite mit Zusatzlast [m³]
$V_{Zyl}$	Zylindervolumen [m³]
$x_{PG}$	Betrachtete Partikelgröße [µm]
$y_0$	Amplitude der Sinusschwingung (Nulllinie...Peak) [mm]
$y_K$	Kreisbahnamplitude (Nulllinie...Peak) [mm]
$y_{Kkor}$	Korrekturweg im Kreisbahnbetrieb [mm]
$y_{Sin-eff}$	Effektivwert Sinusfunktion [.]
$y_{Sin-max}$	Spitzenwert Sinusfunktion [.]
$y_{Sinus}$	Amplitude der Sinusschwingung [mm]
-	
$\alpha_B$	Winkelbeschleunigung [1/s²]
$\alpha_K$	Winkel der Kreisbahnamplitude [°]
$\beta_x$	Schmutzpartikelverhältniszahl über einen Filter [.]
$\beta$	Kompressibilitätsfaktor [1/bar]
$\Delta n$	Drehzahländerung [U/s]
$\Delta p$	Druckerhöhung [bar]
$\Delta v_{Sinus}$	Differenz zwischen Spitzengeschwindigkeit u. Mittlerer Geschwindigkeit [m/s]
$\Delta V_K$	Kompressionsvolumen [m³]
$\Delta \omega_{dreh}$	Änderung der Winkelgeschwindigkeit [1/s]
$\varepsilon_x$	Abscheidegrad eines Filters [.]
$\varepsilon_{x(\%)}$	Prozentueller Abscheidegrad eines Filters [%]
$\varphi_{Schwing-grad}$	Schwingwinkel [°]

$\varphi_{Schwing\_rad}$	Schwingwinkel [rad]
$\eta$	Proportionalitätsfaktor oder Dynamische Viskosität [Pa*s] oder [P] (1[P] =0,1[Pa*s])
$\eta_{gesA}$	Gesamtwirkungsgrad Antriebseinheit [.]
$\eta_{mh}$	Mechanisch –hydraulischer Wirkungsgrad [.]
$\eta_{mh1D}$	Mechanisch-hydraulischer Wirkungsgrad Differentialzylinder Kolbenseite [.]
$\eta_{mh2D}$	Mechanisch-hydraulischer Wirkungsgrad Differentialzylinder Kolbenstangenseite [.]
$\eta_{mhGG}$	Mechanisch hydraulischer Wirkungsgrad Gleichgangzylinder [.]
$\eta_i$	Gesamtwirkungsgrad [.]
$\eta_{vol}$	Volumetrischer Wirkungsgrad [.]
$\mu_{St-PTFE}$	Reibbeiwert Stahl-PTFE [.]
$\nu$	Kinematische Viskosität [m²/s] oder [St] (1[St] =0,0001[m²/s])
$\rho$	Flüssigkeitsdichte [kg/m³]
$\rho_1$	Dichte bei 1 bar und 20 °C [kg/m³]
$\rho_p$	Dichte beim vorliegenden Druck [kg/m³]
$\rho_W$	Dichte Verbindungswelle [kg/m³]
$\rho_{Zyl}$	Zylinderdichte [kg/m³]
$\tau$	Schubspannung [N/m²]
$\omega_0$	Kreisfrequenz [1/s]
$\omega_{Nenn}$	Nennwinkelgeschwindigkeit [1/s]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit [1/s]



# Literaturverzeichnis

Bartz, Wilfried; ... 1995

Bartz, Wilfried; ...: Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Anwendungen. - Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, 1995

Bauer, Gerhard 2005

Bauer, Gerhard: Ölhydraulik, Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen. 8.Auflage – Stuttgart: B.G. Teubner Verlag, 2005

Braun, Herwig; ... 1994

Braun, Herwig; ...: Steuern und Regeln im Maschinenbau. 6.Auflage – Haan-Grutten: Verlag Europa Lehrmittel, 1994

Dax, Wilhelm; ... 2005

Dax, Wilhelm; ...: Tabellenbuch für Metalltechnik. 11.Auflage – Hamburg: Verlag Handwerk und Technik, 2005

Böge, Alfred 1995

Böge, Alfred: Technische Mechanik, Statik – Dynamik – Fluidmechanik – Festigkeitslehre. 23.Auflage – Braunschweig/Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 1995

Brouër, Berend 1998

Brouër, Berend: Regelungstechnik für Maschinenbauer. 2.Auflage – Stuttgart: B.G. Teubner Verlag, 1998

Brouër, Berend 1995

Brouër, Berend: Steuerungstechnik für Maschinenbauer. Stuttgart: B.G. Teubner Verlag, 1995

Decker, Karl-Heinz; Kabus, Karlheinz 1995

Decker, Karl-Heinz; Kabus, Karlheinz: Maschinenelemente, Gestaltung und Berechnung. 12. Auflage – München: Carl Hanser Verlag, 1995

Ebertshäuser, H.; Helduser, S. 1995

Ebertshäuser, H.; Helduser, S.: Fluidtechnik von A bis Z. 2.Auflage – Mainz: Vereinigte Fachverlage, 1995

Ewald, R.; ... 1988

Ewald, R.; ...: Proportional- und Servoventil-Technik, Der Hydrauliktrainer, Band 2. 2. Auflage; Hrsg.: Bosch Rexroth AG; 1988

Friedrich, Wilhelm; ... 1999

Friedrich, Wilhelm; ...: Tabellenbuch Metall und Maschinentechnik. 1151.-1165. Auflage – Bonn: Ferd. Dümmler Verlag; Hrsg.: Lipsmeier, Antonius; Teml, Adolf, 1999

Magnus, Kurt; Popp, Karl 2005

Magnus, Kurt; Popp, Karl: Schwingungen, Eine Einführung in die physikalischen Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen. 7.Auflage – Stuttgart: B.G. Teubner Verlag; Hrsg.: Hotz, Günter; ..., 2005

Martin, Siegfried; ... 2002

Martin, Siegfried; ...: Filtration, Druckflüssigkeit und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik, Einführung in Theorie und Praxis. 2.Auflage – Renningen-Malmsheim: Expert Verlag; Hrsg.: Bartz, Wilfried, 2002

Murrenhoff, Hubertus 2008

Murrenhoff, Hubertus: Servohydraulik – Geregelte hydraulische Antriebe. 3.Auflage – Aachen: Shaker Verlag, 2008

Scholz, D. 1997

Scholz, D.: Proportionalhydraulik, Grundstufe. Berlin: Springer Verlag; Hrsg.: Festo Didactic KG, 1997

Strybny, Jann 2007

Strybny, Jann: Ohne Panik Strömungsmechanik!. 3.Auflage – Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007

Unterlagen firmeninterner Schulung

Thema: (Servo)Hydraulische Grundlagen und Reinheitsgrad in der Fluidtechnik.  
Schulungsdatum: 6.2.2008 Schulungsleiter sowie Ausgabe der Unterlagen durch Herrn Ao. Univ. Prof. Dr. Heinrich Hochleitner, TU Graz, Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik Bereich Fluidtechnik

Watter, Holger 2007

Watter, Holger: Hydraulik und Pneumatik, Grundlagen und Übungen – Anwendungen und Simulation. 1.Auflage – Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007

Will, Dieter; Ströhl, Hubert; Gebhardt, Norbert 1999

Will, Dieter; Ströhl, Hubert; Gebhardt, Norbert: Hydraulik – Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. Berlin Springer Verlag, 1999

-

Folglich angeführte Internetplattformen dienten ebenfalls als Informationsquellen:

[http://www.boschrexroth.at/country\\_units/europe/austria/de/Produkte\\_und\\_Loesungen/index.jsp](http://www.boschrexroth.at/country_units/europe/austria/de/Produkte_und_Loesungen/index.jsp)

aufgerufen am 22.10.2008 und am 1.11.2008

<http://www.heidenhain.de/>

aufgerufen am 4.12.2008, 5.12.2008 sowie am 8.12.2008

<http://www.hydac.de/de-de/produkte.html>

aufgerufen am 24.11.2008 und am 1.12.2008

<http://www.itwissen.info/>

aufgerufen am 21.10.2008

[http://www.moog.de/industrial/-/lng\\_13/](http://www.moog.de/industrial/-/lng_13/)

aufgerufen am 27.10.2008, 26.11.2008, 27.11.2008 und am 9.12.2008

<http://www.parker.com/portal/site/PARKER/?vgnnextfmt=DE>

aufgerufen am 26.11.2008, 1.12.2008, 9.12.2008 sowie am 22.12.2008

Informationsmaterial über lieferbare Produkte (zumeist Datenblätter und Berechnungsprotokolle) als Printversionen oder in elektronischer Form zur Verfügung gestellt von den jeweiligen Lieferanten. Da das Informationsmaterial größtenteils über keine bzw. keine einheitliche und/oder nachvollziehbare Kennzeichnung verfügt sind nachstehend die Anschriften der Firmen welche die Informationen zur Verfügung gestellt haben aufgelistet:

A.B. Jödden GmbH  
Von-Beckerath-Platz 4  
D-47799 Krefeld

ACE Apparatebau Construction & Engineering GmbH  
Hans-Thalhammer Straße 18  
A-8501 Lieboch

Aradex AG  
Ziegelwaldstraße 3  
D-73547 Lorch

AVS Schmersal Vertriebs-GesmbH  
Birostraße 17  
A-1230 Wien

Balluf Gebhard Vertriebs-GesmbH  
Industriestraße B16  
A-2345 Brunn am Gebirge

Blaschke & Vahl Vertriebs-GesmbH  
Hauptstraße 23  
A-2326 Maria Lanzendorf

Bob Bobolowski GmbH  
Robert-Bosch-Straße 3  
D-79585 Steinen

Ing. Büro Eisenberger GmbH  
Dietzhölzstraße 7  
D-35683 Dillenburg

Elektor - Karl W. Müller GmbH & Co.KG  
Friedrich-Thurner-Straße 14  
A-4910 Ried im Innkreis

FAG Wälzlager Industriebedarf  
Herrengasse 7 a  
A-6833 Weiler

Festo GesmbH  
Lützowgasse 14  
A-1140 Wien

Genoma Normteile GmbH  
Schultheissenstrasse 18-20  
D-31789 Hameln

Dr. Johannes Heidenhain GmbH  
Dr. Johannes-Heidenhain-Straße 5  
D-83301 Traunreut

Hydac Hydraulik Ges.m.b.H.  
Industriestraße 3  
A-4066 Pasching

Infineon Technologies Austria AG  
Siemensstraße 2  
A-9500 Villach

Jakob Antriebstechnik GmbH  
Daimler Ring 42  
D-63839 Kleinwallstadt

MCT- Mat-Comp-Test GmbH  
Kleyerstrasse 7  
D-64295 Darmstadt

Moog GmbH  
Hans-Klemm-Straße 28  
D-71034 Böblingen

Neuson Hydraulik GmbH  
Gaisbergerstraße 52a  
A-4030 Linz

Nord-Lock GesmbH  
In der Waage 10  
D-73463 Westhausen

Olaer Austria GmbH  
Wachtelstrasse 25  
A-4053 Haid

Pfannenberg GmbH  
Grubweg 17 D  
A-8580 Köflach

RK Rose+Krieger GmbH  
Potsdamer Straße 9  
D-32423 Minden

Tira Umweltsimulation GmbH  
Gunoldstrasse 8/8  
A-1190 Wien

Xentis Composite GesmbH & Co. KG  
Werksstraße 18-20  
A-8580 Köflach

# Normenverzeichnis

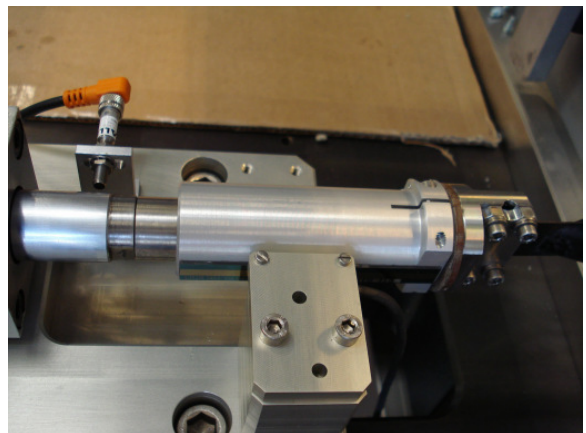
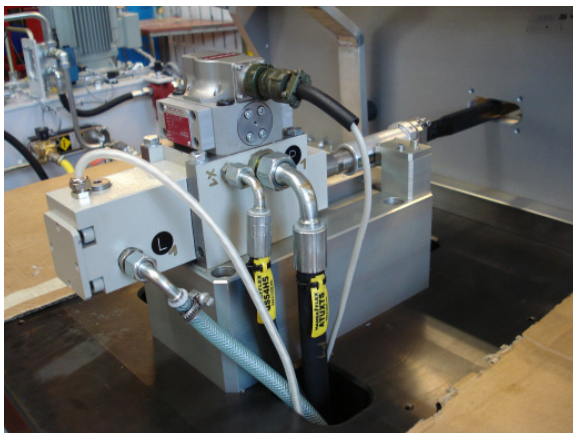
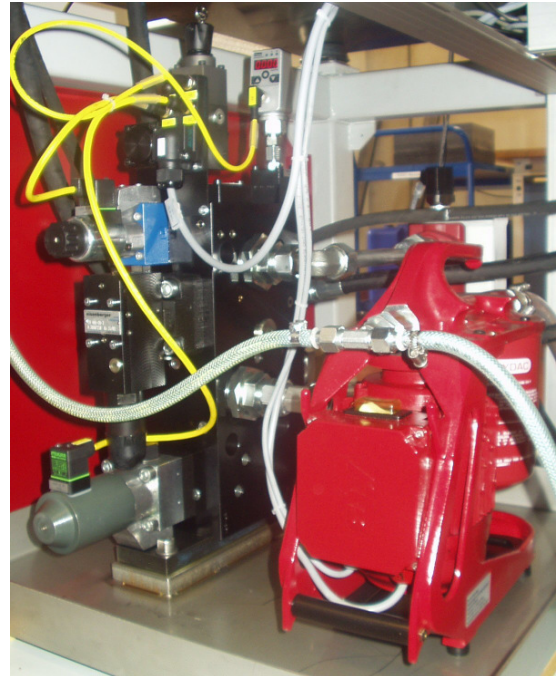
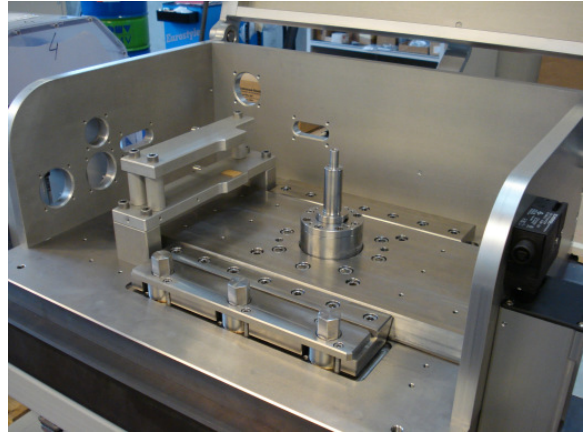
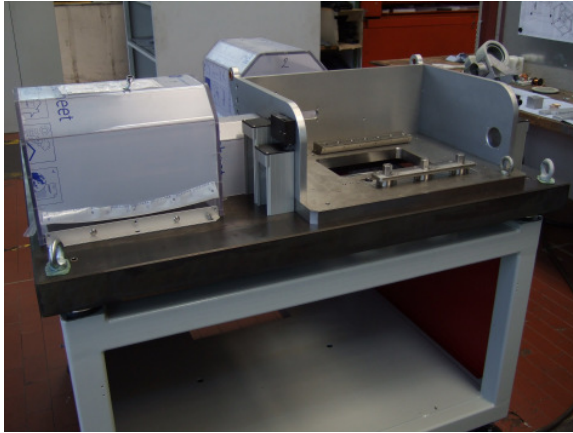
ARP 598	Angabe der Fremdpartikelkonzentration in einer Flüssigkeiten nach Größe und Anzahl der vorhandenen Partikel; (ARP = Aerospace Recommended Practice)
AS 4059	Beschreibt die Partikelkonzentrationen in Flüssigkeiten, zumeist angewendet bei Hydraulikflüssigkeiten und allgemeinen Schmierölen. Die Ermittlung der vorhandenen Partikel innerhalb einer Probe kann mittels manueller Auswertung oder mittels automatischer Partikelzählung erfolgen (AS = Aerospace Standard)
DIN 1342-1	Viskosität; rheologische Begriffe (Rheologie = Wissenschaft von Verformung- u. Fließverhalten; DIN= Deutsches Institut für Normung)
DIN 51381	Bestimmung des Luftabscheidevermögens. Das Luftabscheidevermögen bezeichnet jene Zeitspanne in Minuten, nach der die in Öl dispergierte Luft bis zu einem Restgehalt von 0.2 Volumsprozent wieder abgeschieden ist.
DIN 51502	Schmierstoffe und verwandte Stoffe; Kurzbezeichnung der Schmierstoffe und Kennzeichnung der Schmierstoffbehälter, Schmiergeräte und Schmierstellen
DIN 51517-1	Schmierstoffe- Schmieröle- Teil 1: Schmieröle C; Mindestanforderungen
DIN 51519	Schmierstoffe - ISO-Viskositätsklassifikation für flüssige Industrie-Schmierstoffe
DIN 51524	Druckflüssigkeiten - Hydrauliköle
DIN 51524-1	Druckflüssigkeiten – Hydrauliköle – Teil 1: Hydrauliköle HL; Mindestanforderungen
DIN 51524-2	Druckflüssigkeiten – Hydrauliköle – Teil 2: Hydrauliköle HLP; Mindestanforderungen
DIN 51524-3	Druckflüssigkeiten – Hydrauliköle – Teil 3: Hydrauliköle HVLP; Mindestanforderungen
DIN 51550	Viskosimetrie – Bestimmung der Viskosität – Allgemeine Grundlagen

DIN 51562	Viskosimetrie - Messung der kinematischen Viskosität mit dem Ubbelohde-Viskosimeter (Viskosimeter = Gerät zur Bestimmung der Viskosität)
DIN 51566	Schaumverhalten, Schäumungseigenschaften von Fluiden bei bestimmten Temperaturen
DIN ISO 11218	Luft- und Raumfahrt; Reinheitsklassen für Hydraulik-Flüssigkeiten; (ISO = International Standard Organisation)
DIN ISO 24550-1	Fluidtechnik – Hydraulikfilter – Teil 1: Begriffe, Nenndrücke, Nenngrößen, Anschlussmaße
DIN ISO 24550-2	Fluidtechnik – Hydraulikfilter – Teil 2: Filterelemente und Filtergehäuse; Beurteilungskriterien, Anforderungen
DIN ISO 4406	Fluidtechnik - Hydraulik-Druckflüssigkeiten- Zahlenschlüssel für den Grad der Verschmutzung durch feste Partikel. Die Ermittlung der vorhandenen Partikel innerhalb einer Probe kann mittels manueller Auswertung oder automatischer Partikelzählung erfolgen
DIN-ISO 4572	Garantierte Abscheideraten nach dem Multipass-Test (Multipass-Test = Test zur Bewertung der Leistung von Filterelementen)
EN-ISO 12100-1	Sicherheit von Maschinen- Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze – Teil 1 Grundsätzliche Terminologie, Methodologie
EN-ISO 12100-2	Sicherheit von Maschinen- Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze – Teil 2 Technische Leitsätze
ISO 2943	Fluidtechnik; Hydraulik – Filterelemente - Nachweis der Materialverträglichkeit mit den Druckflüssigkeiten
ISO 3448	Flüssige Industrie - Schmierstoffe; ISO-Viskositätsklassifikation
ISO 4402	Kalibrierung von automatischen Partikelzählern zur Auswertung von Schwebeteilchen in Flüssigkeiten
ISO 6743-4	Schmierstoffe, Industrieöle und verwandte Erzeugnisse (Klasse L) – Klassifizierung – Teil 4: Familie H (Hydraulische Systeme)
ISO DIS 13357-1	Mineralölerzeugnisse - Bestimmung der Filtrierbarkeit von Schmierölen- Verfahren für Öle in Gegenwart von Wasser (DIS= Draft International Standard)
ISO DIS 13357-2	Mineralölerzeugnisse - Bestimmung der Filtrierbarkeit von Schmierölen.

ISO DIS 4406	Beschreibt die Partikelkonzentration in Flüssigkeiten. Die Ermittlung der vorhandenen Partikel innerhalb einer Probe kann mittels manueller Auswertung oder automatischer Partikelzählung erfolgen (Vorhandensein von Fremdpartikeln in der Flüssigkeitsprobe ist ein Maß für die Kontamination)
NAS 1638	Beschreibt die Partikelkonzentrationen in Flüssigkeiten. Ermittlung kann manuell oder automatisch erfolgen (NAS = National Aerospace Standard)

# Anhang I – Bilder der Anlage

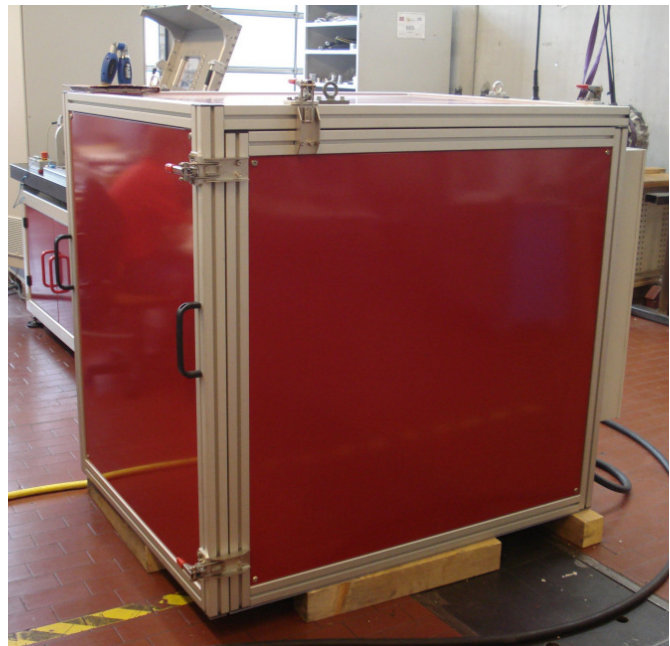
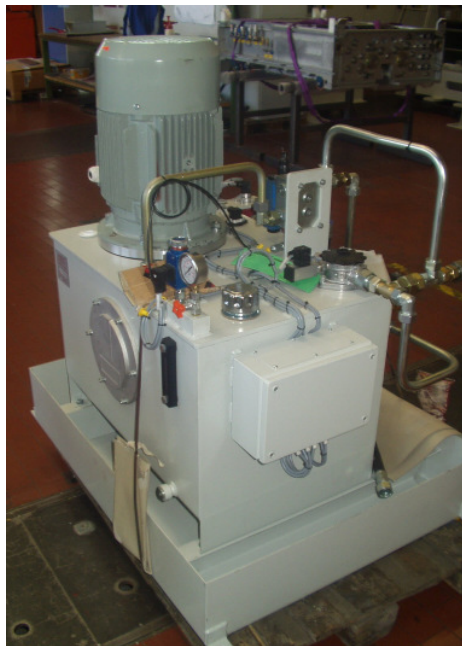
## Montage des Prüfstandes







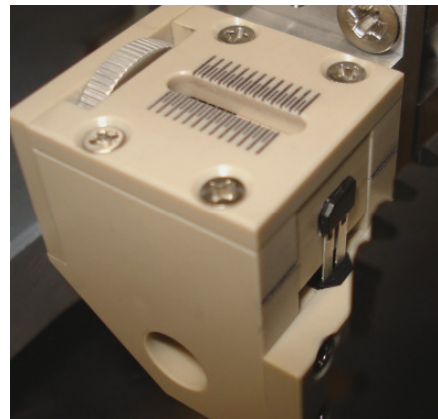
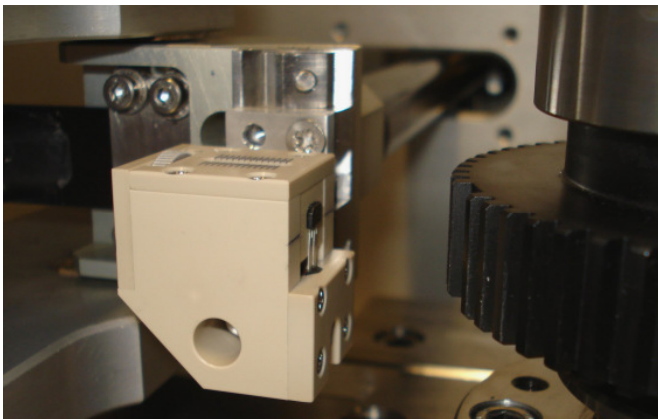
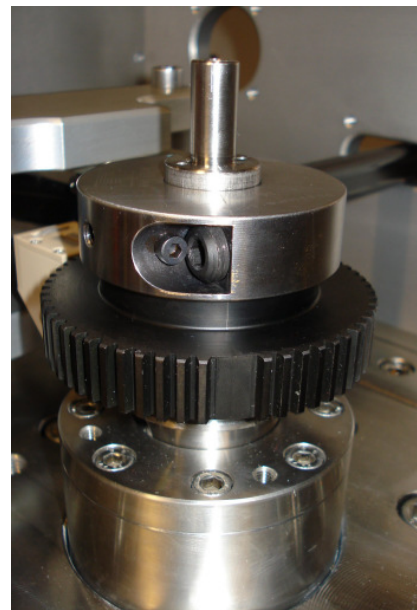
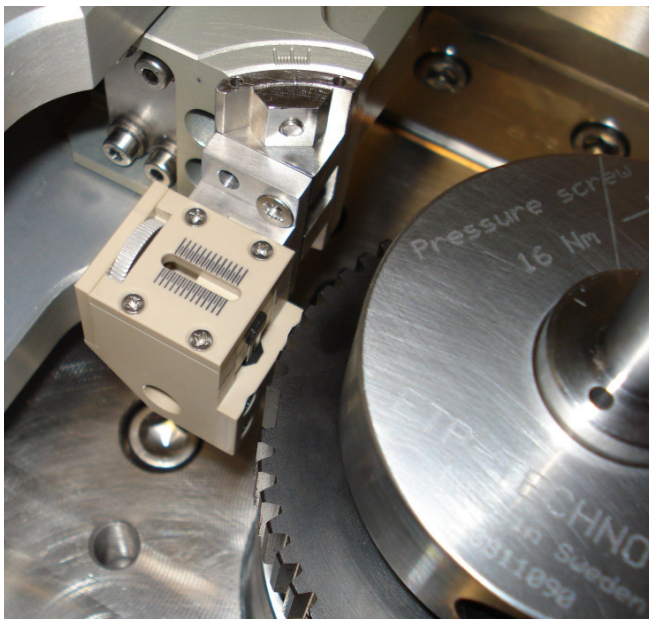
Hydraulikaggregat mit Schallschutzhaube



## Installation beim Kunden



## Sensor im Messbetrieb





# Selbstständigkeitserklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe. Die vorliegende Arbeit wurde bisher weder anderweitig für Prüfungszwecke vorgelegt, noch veröffentlicht.

Heimschuh, 24.01.2009

Christian Gritsch

## Danksagung

Ich bedanke mich bei allen, die mir bei dieser Arbeit und dem vorangegangenen Studium zur Seite gestanden sind bzw. mich unterstützt haben.

Besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr. Ing. Hans-Gerhard Kretschmar und Herrn DI Thomas Stainer für die gute Zusammenarbeit während der Anfertigung der Arbeit.

Christian Gritsch